



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

## HYDRAULICKÝ LIS 10 000 KN

HYDRAULIC PRESS 10 000 KN

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Matúš Machara**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Jiří Omes, Ph.D.**

**BRNO 2024**



## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky  
Student: **Bc. Matúš Machara**  
Studijní program: Výrobní stroje, systémy a roboty  
Studijní obor: bez specializace  
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Omes, Ph.D.**  
Akademický rok: 2023/24

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### Hydraulický lis 10 000 kN

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hydraulický lis je určený k plošnému tváření. Lze na něm provádět technologické operace lisování plechů. Maximální síla lisu bude 10 000 kN. Stojan lisu bude uzavřený s podélnou a boční tuhostí.

Jmenovitá síla: 10 000 kN  
Zpětná síla: 1 500 kN  
Zdvih: 1 600 mm  
Sevřená výška: 1 250 mm

#### Cíle diplomové práce:

Návrh hydraulického lisu.  
Zhodnocení velikosti upínacího stolu a zdvihu.  
Varianty uspořádání rámu.  
Vyhodnocení dosažených výsledků.  
Závěr a doporučení pro praxi.

#### Seznam doporučené literatury:

CERHA, Josef. Hydraulické a pneumatické mechanismy I. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-560-0.

ČECHURA, Milan. Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů, Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium. Vyd.1. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, únor 2015. 109 s. ISBN 978-80-261-0513-8

NOVOTNÝ, Karel. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Vyd. 1. Brno: VUT FSI v Brně. září 2002

STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů, Tvářecí stroje. Vyd. 1. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, únor 2004. 126 s. ISBN 80-7082-738-6.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

ŠTRBA, Marián a Jiří JANOUŠ. Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky: československá státní norma ČSN 21 0001: schválena listopad 1996. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1996.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D., FEng.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Táto práca sa zaoberá návrhom hydraulického lisu pre plošné tvárnenie. V prvej časti boli spomenuté bežné riešenia hlavných konštrukčných uzlov hydraulických lisov, V druhej časti boli detailne navrhnuté hlavné konštrukčné skupiny stroja, ako sú hydraulický valec, stojan, a baran. Pre tento stroj zvolený netradičný typ rámu, a to rám skladaný. Ten bol vybraný kvôli potenciálnemu zjednodušeniu výroby stroja. Taktiež bolo navrhnuté inovatívne umiestnenie hydraulického valca vzhľadom na tento typ rámu. V závere bolo spomenutých niekoľko zistení ohľadne spomínaného uloženia hydraulického valca a boli poskytnuté určité postrehy pre človeka, ktorý by navrhoval podobný stroj.

## **ABSTRACT**

This thesis deals with the design of a hydraulic press for metal forming. In the first part, common solutions of the main structural nodes of hydraulic presses were mentioned. In the second part, the main structural groups of the machine, such as the hydraulic cylinder, frame, and ram, were designed in detail. An unconventional type of frame was chosen for this machine, namely a folded frame. The latter was chosen due to the potential simplification of machine production. An innovative placement of the hydraulic cylinder was also designed for this type of frame. In the conclusion, several findings were mentioned regarding the aforementioned hydraulic cylinder placement and some observations were provided for a person who would design a similar machine.

## **KLÚČOVÉ SLOVÁ**

Hydraulický lis, skladaný rám, rám hydraulického lisu, hydraulický valec, baran hydraulického lisu

## **KEYWORDS**

Hydraulic press, folded frame, hydraulic press frame, hydraulic cylinder, hydraulic press ram



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA**

MACHARA, Matúš. *Hydraulický lis 10 000 kN* [online]. Brno, 2024 [cit. 2024-05-24]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157804>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Omes.





## **POĎAKOVANIE**

Na tomto mieste sa chcem poďakovať Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D. a Ing Radkovi Melicharovi za cenné rady, pripomienky a pomoc pri tvorení tejto práce. Taktiež sa chcem poďakovať svojej rodine, priateľke a kamarátom za podporu počas celého štúdia.



## **ČESTNÉ PREHLÁSENIE**

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Jiřího Omesa, Ph.D. a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brně dne 24.5.2024

.....

Machara Matúš



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b> .....	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>MOTIVÁCIA</b> .....	<b>17</b>
<b>3</b>	<b>HYDRAULICKÉ LISY</b> .....	<b>19</b>
3.1	Hydromotory .....	19
3.2	Druhy vedenia baranov .....	20
3.3	Vplyv tuhosti na kvalitu výroby na stroji .....	21
3.4	Rámy hydraulických lisov .....	22
3.4.1	Otvorené rámy stojanové .....	22
3.4.2	Uzavreté rámy stĺpové: .....	22
3.4.3	Uzavreté rámy stojanové: .....	23
3.4.4	Skladané rámy: .....	24
3.5	Popis vybraných lisov so skladaným rámom .....	25
<b>4</b>	<b>NÁVRH HYDRAULICKÉHO LISU</b> .....	<b>29</b>
4.1	Návrh hydraulického valca .....	29
4.1.1	Návrh hrúbky steny valca .....	30
4.1.2	Návrh prednej príruby .....	34
4.1.3	Návrh veka valca .....	37
4.1.4	Návrh piestu a piestnice .....	39
4.1.5	Kontrola rýchlostí hydraulickej kvapaliny .....	42
4.2	Návrh rámu lisu .....	45
4.2.1	Voľba druhu rámu .....	45
4.2.2	Návrh základného tvaru rámu .....	47
4.2.3	Materiál rámu .....	47
4.2.4	Určenie predbežných rozmerov rámu .....	48
4.2.5	Návrh tvaru rámu v mieste koncentrácie napätia .....	50
4.2.6	Návrh jednotlivých spojovacích členov .....	52
4.2.7	Návrh usporiadania hornej časti rámu .....	53
4.2.8	Návrh usporiadania spodnej časti rámu .....	55
4.2.9	Návrh svorníku a matice .....	56
4.2.10	Návrh upevnenia stroja do základov .....	57
4.2.11	Orientačná statická analýza rámu lisu .....	58
4.3	Návrh vedenia barana .....	61
4.4	Návrh barana .....	64
4.5	Výpočet a návrh aretácie barana .....	65
<b>5</b>	<b>POSÚDENIE RIZÍK PODĽA EN ISO 12100</b> .....	<b>68</b>
<b>6</b>	<b>ZHODNOTENIE A DISKUSIA</b> .....	<b>69</b>
<b>7</b>	<b>ZÁVER</b> .....	<b>71</b>
<b>8</b>	<b>ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV</b> .....	<b>73</b>
<b>9</b>	<b>ZOZNAM SKRATIEK, SYMBOLOV, OBRÁZKOV A TABULEK</b> .....	<b>75</b>
9.1	Zoznam skratiek .....	75
9.2	Zoznam tabuliek .....	76
9.3	Zoznam obrázkov .....	77
<b>10</b>	<b>ZOZNAM PRÍLOH</b> .....	<b>79</b>



# 1 ÚVOD

Tvárnenie sa radí medzi produktívne a často používané technológie výroby súčiastok v strojárstve. Medzi jeho hlavné výhody patrí krátky čas tvárniacich operácií a malé množstvo vzniknutého odpadu. Tak, ako v každom odvetví, aj v tomto pri návrhu a výrobe tvárniacich strojov prevláda snaha o neustále zlepšovanie a optimalizáciu tohto procesu, ale aj samotných strojov. Preto sa neustále objavujú nové riešenia na rôzne situácie. Táto práca sa zaoberá detailnejším návrhom hlavných mechanických častí hydraulického lisu pre plošné tvárnenie, ako sú hydraulický valec, rám a jeho ukotvenie, baran a jeho vedenie. V realite už existuje stroj s podobnými parametrami, s akými je počítané v tejto práci. Ten má však klasický zváraný rám. Táto práca obsahuje návrh daného stroja s rámom skladaným, ktorý so sebou môže priniesť zjednodušenie výroby celého lisu a tým pádom aj zredukovanie nákladov. Zaoberá sa aj návrhom netradičného riešenia uloženia hydraulického valca do rámu, ktoré so sebou prináša komplikácie, ale aj veľkú výhodu v podobe zredukovanie výšky a tým pádom aj hmotnosti celého stroja. Jedným z jej hlavných zmyslov je teda slúžiť ako detailný podklad tomu, kto by sa v budúcnosti zaoberal návrhom tohto stroja, alebo niektorých jeho častí. Neobsahuje však detailné porovnanie oboch strojov. To už je na človeku, ktorý sa tým bude hlbšie zaoberať.





## 2 MOTIVÁCIA

Prvým dôvodom vzniku tejto práce bola túžba zistiť, ako by vyzeral detailnejší návrh hydraulického lisu slúžiaceho na plošné tvárnenie so skladanou konštrukciou stojanu, pretože jej použitie môže výrazne zjednodušiť výrobu stroja, ktorý sa už v realite vyrába s iným typom rámu. Druhým dôvodom je to, že táto práca môže slúžiť ako podklad, na základe ktorého by sa mohla porovnávať vhodnosť riešenia rámu pre daný typ lisu, pretože v praxi v určitej spoločnosti sa uvažuje nad použitím daného netypického rámu.



### 3 HYDRAULICKÉ LISY

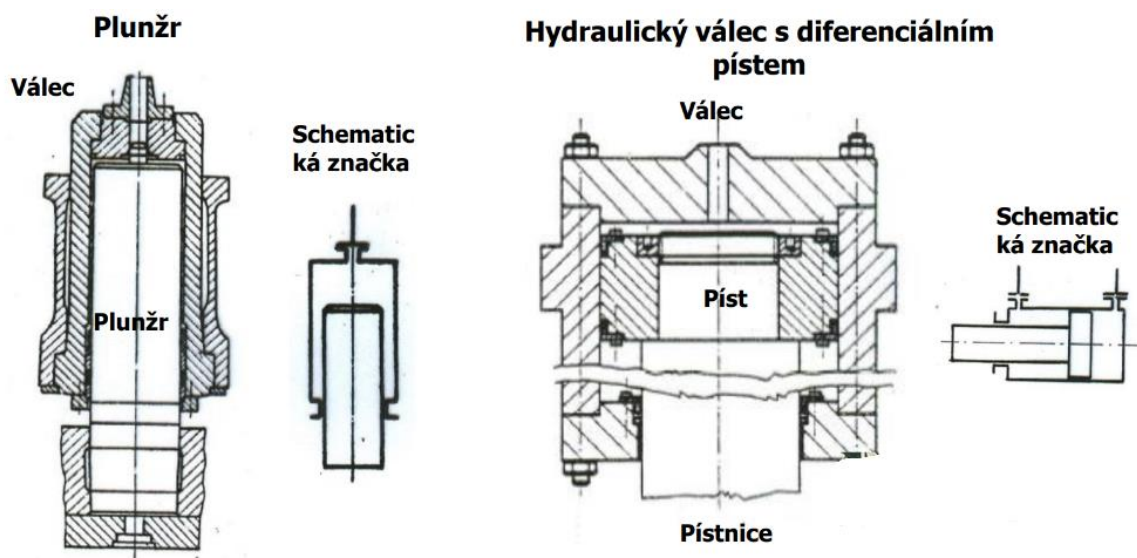
Hydraulické lisy sú jeden zo základných druhov strojov využívaných na tvárnenie materiálu. Môžu byť použité pre veľké množstvo a rôznu škálu tvárniacich operácií za studena, ale aj za tepla. Jedná sa napríklad o hlboké ťahanie, ohýbanie, ostrihovanie, rovnanie, razenie, vlačovanie, voľné, ale aj zápusťkové kovanie atď. Hlavným pracovným médiom týchto strojov je tlaková hydraulická kvapalina, vďaka ktorej hydromotor pôsobí na výrobok tvárniacou silou. To poskytuje množstvo výhod, ale aj určité nevýhody. [1]

Hydraulika sa vo všeobecnosti používa na dosiahnutie regulovateľných a dobre riaditeľných veľkých síl a momentov. Preto medzi významné výhody hydraulických lisov patrí možnosť pôsobenia na materiál maximálnou silou po celú dráhu zdvihu, čo pomerne veľa mechanických lisov nedokáže. Niektoré typy tvárniacich operácií vyžadujú špecifický priebeh tvárniacej sily počas tvárnenia. Hydraulické lisy umožňujú presné riadenie tvárniacej sily počas pracovného cyklu. To je nevyhnutné pre tvárniace operácie vyžadujúce špecifický priebeh tvárniacej sily počas tvárnenia. Taktiež umožňujú jednoduchú a relatívne rýchlu reverzáciu pohybu barana v ktorejkoľvek polohe. V neposlednom rade je potrebné zmieniť možnosť automatizácie pracovného cyklu a niektorých pomocných operácií. [1]

Medzi nevýhody týchto lisov patrí pomerne zložitá konštrukcia pohonných prvkov, vyššia pravdepodobnosť poruchy, náročnejšie zisťovanie príčin porúch a možnosť úniku oleja. S použitím hydrauliky sú vždy spojené tepelné straty, a tým pádom aj menšia účinnosť. To je spojené s vyššími výrobnými nákladmi v porovnaní s mechanickými lismi s rovnakou menovitou silou. [1]

#### 3.1 Hydromotory

Hlavnou časťou hydraulického lisu je hydromotor. Ten musí zniesť pomerne veľké pracovné tlaky, aby bola prítomná jedna z hlavných výhod hydrauliky, a to veľké sily a výkony pri relatívne malých rozmeroch. Dva základné druhy hydromotorov je možné vidieť na obr. č. 1. [2][3]



Obr. 1) Jednočinný a dvojčinný hydromotor [3]

Hydraulické valce bývajú často dimenzované na mieru účelu, akému slúžia a podmienkam, v akých pracujú. Základné rozdelenie priamočiarych hydromotorov je na jednočinné a dvojčinné. Pohyb dvojčinných hydromotorov je vždy riadený prevádzkovou kvapalinou a vykonávajú pracovný zdvih v oboch smeroch, zatiaľ čo u jednočinných motorov je pohyb riadený kvapalinou iba v jednom smere a vratný pohyb piestu je spôsobený vplyvom vonkajšieho zaťaženia, pružinou, alebo spätným valcom. [2][3]

Ďalej je možné rozlíšiť jednostupňové a viacstupňové priamočiare hydromotory. Príkladom viacstupňového priamočiareho hydromotora je teleskopický, ktorého konštrukcia zvyšuje dosah zdvíhu, avšak s každým vysunutým stupňom sa zvyšuje rýchlosť a znižuje sila vysúvania. Ďalším príkladom špeciálnej konštrukcie je priamočiary hydromotor vo viacnásobnom usporiadaní. Ten umožňuje dosiahnuť väčšie sily oproti klasickému jednostupňovému hydromotoru. [2][3]

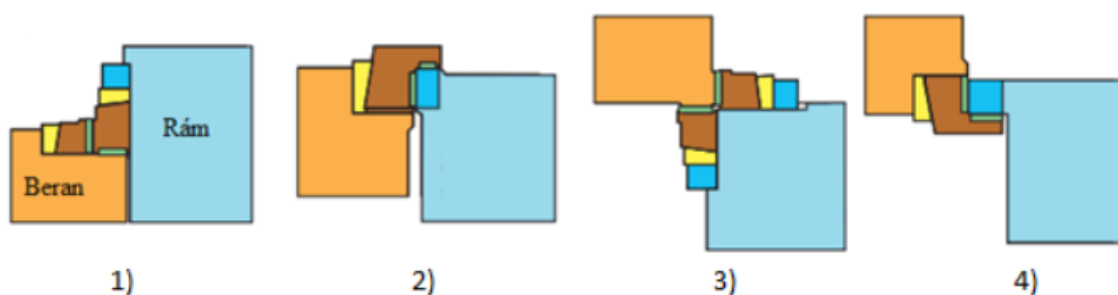
Pri hydraulických lisoch sa ako činný prvok používa buď plný valec (plunžr), alebo hydromotor s diferenciálnym piestom. Ak je piestnica jednostranná, potom je pri spätnom pohybe vyvíjaná menšia sila. Ak je plocha piestu na oboch stranách rovnaká, hydromotor vyvíja pri oboch pohyboch rovnakú silu. Príklady usporiadania oboch druhov hydraulických valcov je možné vidieť na obr. č.1. [2][3]

### 3.2 Druhy vedenia baranov

Z technológie tvárnenia vyplýva, že väčšina nástrojov používaných v tejto oblasti je rozdelená na spodnú a vrchnú časť. Spodná časť býva väčšinou upnutá na pracovnom stole v dolnej časti stroja. Horná časť býva pripevnená na upínacej ploche barana, alebo pohyblivej traverzy. Tvar a veľkosť barana závisí od technológie, tvárniacej operácie, druhu tvárniaceho stroja, veľkosti tvárnenej súčiastky a mnohých ďalších faktorov. Od týchto faktorov a tvaru barana závisí aj voľba jeho vedenia, ktoré je spravidla vytvorené v stojane stroja. Úlohou vedenia je zaistiť presné pôsobenie jednotlivých častí nástroja.

#### Vedenie lištové

Baran je v tomto prípade vedený lištami, ktoré sa o seba navzájom kľžu. Tie bývajú upevnené tak, aby sa vôľa medzi nimi dala nastavovať. Delia sa na baranové a stojanové. Kvôli treniu, ktoré vzniká medzi lištami je potrebné, aby bola v tomto vedení použitá vhodná materiálová dvojica. Používajú sa kombinácie ocele a textilu, ocele a plastu (luytex), liatiny a kalenej ocele a mnohé iné. Mäkší materiál sa dáva väčšinou na baranovú lištu pretože tá je ľahšie vymeniteľná. V týchto lištách bývajú ešte vyfrézované drážky pre lepšie vedenie maziva. [4]



Obr. 2) Rôzne usporiadania osembokého vedenia barana [5]

Pri tomto vedení existuje viacero usporiadání klzných lišt. Základné sú usporiadanie do tvaru O, X a osemboké (pravouhlé), ktoré je zobrazené na obrázku č. 2. Každé má svoje opodstatnenie a výhody. Pri usporiadaní v tvare X sklon klzných plôch na lištách smeruje do stredu barana. To umožňuje voľnú dilatáciu barana pri jeho ohriatí a nedochádza k zmenšeniu vôle vo vedení. Uhol zošikmenia lišt býva často  $30^\circ$  a je orientovaný tak, aby bola normálová sila na rám zachytená väčšou plochou. [4]

Pri osembokom usporiadaní je baran vedený štyrmi rámovými lištovými dvojicami. Uhol medzi lištami v týchto dvojiciach býva väčšinou  $90^\circ$ , preto sa toto vedenie často nazýva aj pravouhlé. Je pomerne dosť často používané, pre jeho jednoduchosť a veľkú únosnosť. Toto vedenie je možné vidieť aj na obr. č. 2. [5]

### Vedenie stĺpové

Jedná sa o vedenie klzné. Je realizované medzi valcovými stĺpmi a klznými puzdrami. Po valcových stĺpoch, ktoré sú zároveň aj súčasťou rámu, sa priamočiaro posúva stredná pohyblivá traverza s klznými puzdrami. Osi valcových stĺpov sú rovnobežné. Môžu byť usporiadané zvisle, vodorovne alebo šikmo. Počet stĺpov býva dva, tri, štyri, šesť alebo viac. Výhodou je využitie stĺpov stojana pre vedenie strednej pohyblivej traverzy alebo barana a relatívne jednoduchá a lacná výroba. [4]

### Vedenie valivé

U tohto typu vedenia sa jedná o valivý kontakt medzi vodiacími plochami stojana a valivými telieskami barana alebo nástrojového držiaka. Valivé telieska sú guľičky, ihlové valčeky, valčeky alebo rolly v závislosti od únosnosti a použitia. Vyrábajú sa z kalenej ložiskovej ocele. Ďalej sú rôznymi spôsobmi uchytené vo vodiacom systéme, napr. guľôčkovými dráhami, guľôčkovými puzdrami, ihlovými vodiacími lištami, vozíkmi alebo valčekovými telesami. Valivé vedenie je vhodné iba na tvárnenie za studena. Výhoda oproti klznému vedeniu je vyššia životnosť vedenia a takmer bez-údržbová prevádzka. Únosnosť je ale všeobecne nižšia. [4]

## **3.3 Vplyv tuhosti na kvalitu výroby na stroji**

Tuhosť je definovaná ako pomer medzi zaťažením a pretvorením v mieste zaťaženia. Tak, ako sa rozoznávajú dva druhy deformácie (v posunutí a v natočení), rozlišujú sa aj dva druhy tuhosti, tj. tuhosť v posunutí a tuhosť v natočení.

Podľa toho, či sa jedná o tuhosť jednej súčiastky, alebo tuhosť sústavy súčiastok, rozoznávame tuhosť čiastkovú a celkovú. Čiastkovou tuhosťou sa rozumie tuhosť jednotlivých súčiastok, napr. tuhosť rámu, piestnice, hydraulikkej kvapaliny atď. a tuhosťou celkovou tuhosť sústavy, tj súčiastok spolu spojených. Podľa spôsobu zaťaženia rozlišujeme tuhosť statickú a dynamickú. Podľa druhu zaťaženia zase tuhosť v tlaku, ťahu, alebo v krute. [1]

Táto veličina má veľký vplyv aj na životnosť nástroja. Pruženie pracovného priestoru predlžuje dráhu nástroja a tým aj dobu styku nástroja s tvárneným materiálom. Pri lisovaní tak dochádza k deformáciám, ktoré nepriaznivo ovplyvňujú životnosť nástroja, hlavne jeho geometrický tvar a rozmery. [1]

Tuhosť pracovného priestoru tvárniaceho stroja je v prípade hydraulických lisov kombinácia tuhosti rámu, kvapaliny v hlavnom lisovnom valci a uloženia tohto valca. [1]

U tvárniacich strojov s uzavretým pracovným priestorom a súmerným zaťažením pracovného priestoru spravidla prevláda pri voľbe tuhosti jej vplyv na energetickú účinnosť. [1]

### 3.4 Rámy hydraulických lisov

Pri hydraulických lisoch sa používajú rôzne druhy rámov. Druh rámu je závislý od veľkosti lisu, technológie výroby na lise, počtu vyrábaných kusov atď. Väčšinou sa však používajú tri základné typy rámov - otvorené rámy stojanové, uzavreté rámy stojanové a uzavreté rámy so stĺpovou konštrukciou.

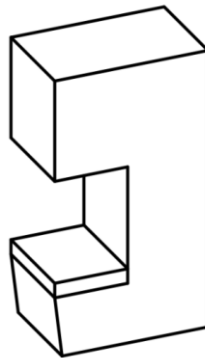
#### 3.4.1 Otvorené rámy stojanové

Otvorené stojanové rámy, známe tiež pod názvom C-rámy, sa často používajú pri lisoch pre tvárnenie materiálov, ktoré majú výrazný jeden z dĺžkových rozmerov. Náčrt tohto rámu je možné vidieť na obr. č. 3.

V porovnaní s uzavretou konštrukciou rámu je pri otvorenej konštrukcii lepší prístup do pracovného priestoru. Toto konštrukčné prevedenie má však významnú nevýhodu, ktorá spočíva v nižšej tuhosti konštrukcie v porovnaní s uzavretým rámom podobných rozmerov. S tvarom otvorených rámov je spojené aj roztvárание a následná nesúososť horného a spodného nástroja pri väčších zaťaženiach. Najčastejšie sú tieto rámy vyrábané ako odliatky, alebo zvarence. [1][2]

Odlievane konštrukcie sa používajú často v sériovej výrobe, pretože je ekonomicky rentabilné mať model pre zaformovanie a podľa neho odlievať. Ďalšou výhodou použitia tejto technológie je, ak je potreba rám vystužiť na miestach, kde by bolo veľmi obtiažne zváranie v prípade, že lis je zaťažený veľkou menovitou silou, rádovo od tisícov kN. [1][2]

Pri zváraných rámoch existuje lepšia možnosť úpravy už navrhnutého lisu na základe požiadaviek zákazníka. Nie je nutné zhotoviť novú formu pre odlievanie pre každú novú špecifikáciu stroja.

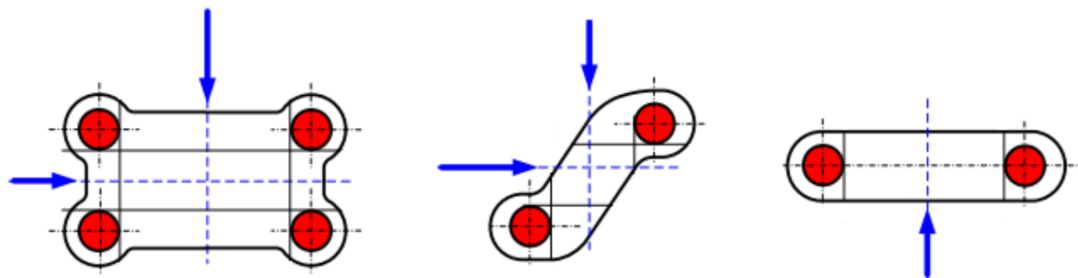


Obr. 3) C - rám. [2]

#### 3.4.2 Uzavreté rámy stĺpové:

Tieto rámy sa často používajú pri lisoch s veľkou menovitou silou. Je ale možné ich nájsť aj pri lisoch so strednými a menšími silami. Často sú zhotovené ako dvojstĺpové, alebo štvorstĺpové. Pri dvojstĺpových rámoch môže materiál prechádzať do pracovného priestoru kolmo na spojnicu osí stĺpov, ale aj zošikma. Preto je tam lepší prístup do pracovného priestoru a možnosť spracovať súčiastku s veľmi veľkým rádiusom v porovnaní s rámom lisu. [1][2]

Stĺpy slúžia na spojenie hornej a dolnej časti lisu, ale častokrát aj k vedeniu barana lisu. Ak je stĺp valcového prierezu, zväčša slúži ako vedenie celá plocha valca. Ak má stĺp iný tvar, je vybavený dodatočnými vhodnými vodiacimi prvkami. Na obr. č. 4 je možné vidieť najčastejšie usporiadanie stĺpov pri týchto rámoch. Modrými šípkami je znázornený prístup do pracovného priestoru. [1][2]



Obr. 4) Rôzne usporiadania stĺpových rámov [2]

### 3.4.3 Uzavreté rámy stojanové:

Tieto rámy sa vyrábajú odlievaním, alebo zvaraním predspracovaných polotovarov. Ich konštrukcia je väčšinou tvorená dvomi masívnymi čelami a konštrukčnými prvkami medzi nimi, ktoré sú usporiadané a pozvárané do žiadaného tvaru. Jedná sa o lisy vertikálnej koncepcie s hydromotorom nachádzajúcim sa v hornej časti rámu. Pri niektorých menších lisoch je možné nastavenie výšky stolu a niekedy aj horného priečniku. U väčších lisov zmena polohy stolu a horného priečniku možná nie je. Na stredných a veľkých lisoch je badateľný špeciálny tvar vnútorných rohov rámu, ktorý má za úlohu znížiť napätie koncentrované v týchto miestach. U hydrauliky je snaha o to, aby sa hydraulický agregát nachádzal čo najbližšie hydromotoru. Preto majú niektoré stredné a väčšie stroje v hornej časti rámu konštrukciu, na ktorú sa umiestňujú prvky hydraulického agregátu. Príklad takéhoto usporiadania vidíme na obr. č. 5. [1][2]



Obr. 5) Univerzálny hydraulický lis CTH 160 od firmy ŽĎAS [6]

### 3.4.4 Skladané rámy:

V niektorých prípadoch je možné vidieť špeciálnu konštrukciu rámu, ktorá vzniká navrstvením a spojením niekoľkých obrobených lamiel z hrubého plechu na seba, pričom tieto plechy majú rovnaký, alebo veľmi podobný tvar. Väčšinou sa jedná o lisy s viacerými lisovacími valcami, ktoré sú v rade za sebou. Tie môžu byť umiestené v hornej, ale aj v dolnej časti stroja. V praxi sa hydromotory na týchto strojoch buď zapierajú do vnútornej hornej, alebo dolnej časti lamiel s, alebo bez opornej dosky, alebo sa nachádzajú medzi dvojicou nosných plechov, o ktoré sa zapierajú svojou prírubou.

Tieto lisy sa často používajú v prípadoch, kedy je potrebné vyvinúť veľký tlak na veľkej ploche. Jedná sa napríklad o izostatické, alebo laminovacie lisy. Ich spojenie je najčastejšie realizované prostredníctvom vymedzovacej trubky a svorníku, ktorý prechádza cez trubku, a matice naskrutkované na svorníku. Realizáciu týchto spojov je možné vidieť na obrázkoch č. 6 a) a b). Na niektorých strojoch je však možné vidieť vymedzovacie trubky privarené k výpalkom.

Tieto rámy sa vyznačujú veľmi vysokou tuhosťou. Ich ďalšou výhodou je modularita, ktorá je potrebná pri niektorých typoch výroby a dobrá rozoberateľnosť, čo značne zjednodušuje ich prepravu. Často sú nosné výpalky položené a pripevnené na dvoch nosníkoch, ktoré sú spojené so základom stroja, ako je tomu na obrázku č. 6 a). Tieto nosníky zaisťujú správnu polohu hlavných komponentov rámu a jeho spojenie so základňou.



a)



b)

Obr. 6) Rôzne lisy so skladaným rámom [7][8]



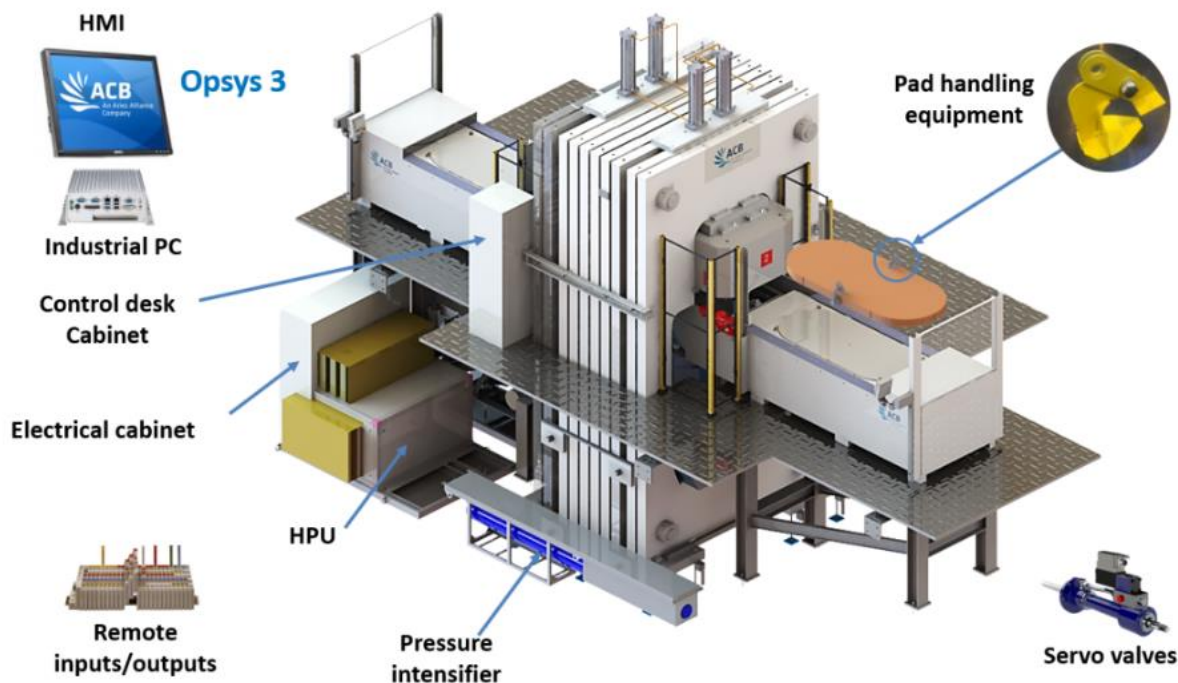
### 3.5 Popis vybraných lisov so skladaným rámom

#### *Elastoformovací lis EMC3500 od firmy Cyril Bath.*

Jedná sa o lis pre tvárnenie materiálu za studena do plastickej matrice od firmy Cyril Bath. Táto spoločnosť ponúka viacero typov tohto stroja, ktoré sa líšia najmä rozmermi stroja a nástroja. Parametre typu EMC3500 je možné vidieť v tabuľke 1). Pri tomto type tvárnenia je polotovár (väčšinou tenký plech) vtláčaný do elastickej matrice, a tým sa tvaruje a prispôsobuje ploche, na ktorej je počas tohto procesu položený. Takto môžu vznikať tvarovo zložité diely v rámci jedného zdvihu. Nástroj má často pomerne veľký pôdorys vzhľadom na rozmery stroja (v tomto prípade 840 x 610 mm), na ktorý je nutné vyvíjať vysoký tlak. Preto je rám niektorých strojov tohto druhu tvorený hrubými nosnými plechmi, ktoré sú radené za sebou. Tie bývajú často zmontované pomocou mohutných svorníkov a matíc. Nie je tomu inak ani v tomto prípade. Lisovacia sila je v tomto prípade vyvíjaná dvomi hydraulickými valcami, ktoré sa nachádzajú v spodnej časti lisu a počas lisovania sa zapierajú do vnútornej spodnej časti lamiel. Na obrázku č. 7 je vidno, že lis je ukotvený k základu na dvoch krajných miestach rámu. [9]

Tab 1) Parametre lisu EMC3500 od firmy Cyril Bath [9]

Tvárnica sila [kN]	35 000
Dĺžka stola [mm]	840
Šírka stola [mm]	610
Max. lisovací tlak [MPa]	80
Max. výška polotovaru [mm]	90



Obr. 7) Elastoformovací lis EMC3500 od firmy Cyril Bath [9]

Laminovací lis YX1600T48 od firmy QIANGTONG.

Jedná sa o laminovací lis typu YX1600T48 od čínskej firmy QIANGTONG. Tento stroj slúži na zalisovanie impregnovaného papiera na povrch drevotrieskovej dosky z oboch strán. Tento dej prebieha za zvýšenej teploty na povrchu lisovaného materiálu. Tú zabezpečuje ohrievacie teleso, ktoré sa nachádza v dolnej a hornej časti nástroja. Na obr. č. 8 a) a b) je možné vidieť, že lis sa skladá z dvoch zváraných konštrukcií. Tie sú tvorené dvomi lamelami hrubého plechu, medzi ktorými sú lisovacie valce. Tieto konštrukcie sú spojené spojovacími členmi a svorníkmi. Lisovacie valce sa zapierajú do vrchnej vnútornej časti nosných lamiel. Výrobca dokonca udáva aj hrúbku týchto plechov, ktorá má pri tomto type hodnotu 60 mm. Tieto lisy bývajú upevnené k základu podobným spôsobom, ako je tomu na obr. č. 6 a). V tabuľke 2) sú parametre tohto stroja, ktoré udáva výrobca. [10]

Tab 2) Parametre lisu YX1600T48 od firmy QIANGTONG [10]

Príkonný výkon stroja [kW]	22
Lisovací tlak na dosku [MPa]	5,4
Výkon topných telies [kcal/h]	$20 \times 10^4$
Max. výška polotovaru [mm]	30
Max. šírka polotovaru [mm]	1400
Max. dĺžka polotovaru [mm]	2600



a)



b)

Obr. 8) Laminovací lis YX1600T48 od firmy QIANGTONG a) - spredu, b) – z boku [10]

Lis od firmy Hydraulico a.s..

Jedná sa o lis na objemové tvárnenie za tepla. Je určený prevažne na tvárnenie koncov železničných koľajníc do požadovaných tvarov. Firma Hydraulico a.s. k tomuto lisu dodáva kompletnú linku na spracovanie daných koľajníc. Tento stroj má jeden hydromotor, ktorý vyvíja lisovacia silu. Ten je celý umiestnený pod opornou doskou, ktorá sa zapiera do vrchnej vnútornej časti lamiel. Baran tohto lisu je tvorený hrubou platňou, ktorá je priamo spojená s piestnicou. Jeho vedenie je zabezpečené prostredníctvom vodiacich prvkov vo valci. Konštrukcia tohto lisu pozostáva zo šiestich nosných plechov, ktoré sú k sebe pripevnené svorníkmi a maticami. Pri bližšom pohľade do pracovného priestoru lisu na obrázku č. 9 a) je možné vidieť jeden nosný plech vpredu, dve dvojice nosných plechov strede a posledný plech na okraji. Na obrázku však nie je vidno tvar spojovacích členov nachádzajúcich sa medzi lamelami. V hornej zadnej časti lisu je možné vidieť plošinu pre umiestnenie hydraulického agregátu. [11]

Tab 3) Parametre kovacieho lisu od firmy Hydraulico a.s. [11]

Max. lisovacia sila [kN]	50000
Upínacia plocha pre nástroj [mm]	1800 x 1800
Zdvih [mm]	750



a)



b)

Obr. 9) a) - Lis od firmy Hydraulico a.s., b) – fotka z jeho demontáže [11]



## 4 NÁVRH HYDRAULICKÉHO LISU

Jedná sa o jednobodový hydraulický lis pre plošné tvárnenie. Možno na ňom vykonávať lisovanie plechov. Stojan lisu musí byť uzavretý s pozdĺžnou a priečnou tuhosťou. Ďalej sú zadané parametre stroja.

Menovitá sila	-	10000 [kN]
Spätná sila	-	1500 [kN]
Zdvih	-	1600 [mm]
Sevřená výška	-	1250 [mm]
Približovacia rýchlosť	-	400 [mms <sup>-1</sup> ]
Rýchlosť pracovná max.	-	56 [mms <sup>-1</sup> ]
Rýchlosť spätná	-	369 [mms <sup>-1</sup> ]

Ďalej boli s technologom konzultované rozmery upínacieho stolu. Na základe jeho odborných rád boli rozmery stolu stanovené na 1500 x 1500 mm. Takýmto spôsobom bola stanovená aj excentricita na 200 mm, s ktorou bolo počítané pri určovaní veľkosti vedenia barana. Najskôr bolo potrebné navrhnúť hydromotor, pretože je to hlavná časť hydraulického lisu, od ktorej sa odvíja mnoho ďalších konštrukčných prvkov na celom stroji.

### 4.1 Návrh hydraulického valca

Jedna z najdôležitejších častí hydraulických lisov je hydromotor, ktorý vyvíja lisovacia silu. Ten musí zniesť pomerne veľké pracovné tlaky, aby bola prítomná jedna z hlavných výhod hydrauliky, a to veľké sily a výkony pri pomerne malých rozmeroch.

Hlavným technickým parametrom lisovacích zariadení je menovitá, alebo maximálna lisovacia sila. Jej zadaná hodnota pre tento lis je 10000 kN. Veľkosť maximálneho pracovného tlaku vo valci je 32 MPa. Na základe týchto dvoch parametrov bol určený minimálny priemer lisovacieho hydraulického valca. Ten bol stanovený zo vzťahu (1).

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_m}{p_p \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^7}{32 \cdot \pi}} = 630,8 \text{ mm} \quad (1)$$

$D_{min}$	-	minimálny priemer piestu	[mm]
$F_m$	-	menovitá sila	[N]
$p_p$	-	pracovný tlak	[MPa]

Ďalej bolo nutné stanoviť predbežnú hodnotu priemeru piestnice. Tá vychádza zo zadanej spätnej sily, ktorú musí valec vyvinúť. Jej hodnota je 1500 kN. Pri spätnom pohybe sa taktiež počíta s maximálnym pracovným tlakom vo vnútri valca v hodnote 32 MPa. Predbežný priemer piestnice vyplýva zo vzťahov (2) a (3).

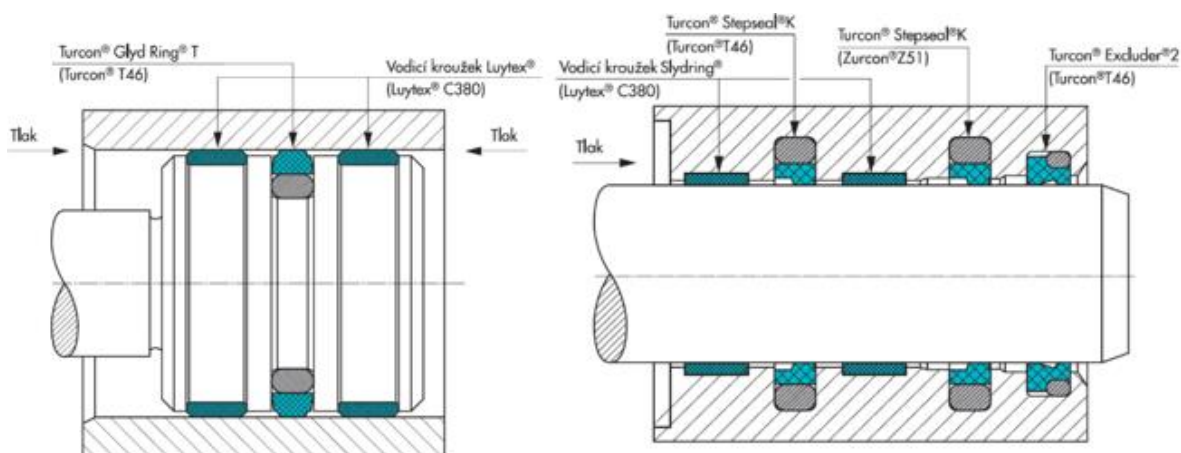
$$S = \frac{F}{p}; \frac{(\pi \cdot D_{min}^2) - (\pi \cdot d_{pp}^2)}{4} = \frac{F_s}{p_p} \quad (2)$$

$F_s$  - spätná sila [N]  
 $d_{pp}$  - predbežný priemer piestnice [N]

$$d_{pp} = \sqrt{D_{min}^2 - \frac{F_s \cdot 4}{p_p \cdot \pi}} = \sqrt{630,8^2 - \frac{15 \cdot 10^5 \cdot 4}{32 \cdot \pi}} = 581,6 \text{ mm} \quad (3)$$

Na základe produktového katalógu tesnení a vodiacich prvkov od firmy Trelleborg bol určený priemer piestu  $D_p = 640$  mm a priemer piestnice  $d_p = 585$  mm.

Tesniace a vodiace prvky pohyblivých častí valca boli zvolené a rozmiestnené na základe technickej praxe v tejto oblasti, a podľa odporúčanií firmy Trelleborg. Ich doporučené rozmiestnenie pre pracovný tlak do 40 MPa je možné vidieť na obrázku č. 10. Na utesnenie a vedenie piestu lisovacieho hydraulického valca sa štandardne používa jeden tesniaci krúžok a dve vodiace pásy po jeho bokoch. Na piestnici je nutné v tejto situácii použiť dva tesniace a jeden stierací krúžok kvôli nečistotám. Voľba počtu vodiacich krúžkov sa môže mierne líšiť. Záleží na konkrétnom účele použitia a na skúsenosti daného konštruktéra. Na základe odborných rád bolo rozhodnuté, že pre túto aplikáciu sa použijú tri vodiace pásy.



Obr. 10) Tesniace a vodiace prvky piestu (vľavo) a piestnice (vpravo) ,[12]

#### 4.1.1 Návrh hrúbky steny valca

Pre výpočet hrúbky steny valca je nutné poznať konkrétne materiálové charakteristiky a spôsob výroby valca. Na základe praxe a odborných rád bol pre tento prípad bol zvolený materiál s označením 42 CrMo4 (EN 1.7225). Jedná sa o nízko-legovanú ušľachtilú chróm-molybdénovú oceľ určenú pre zušľachtovanie. Valce pre takéto účely a týchto rozmerov sa štandardne vyrábajú objemovým tvárnením za tepla. Tento spôsob výroby má v tomto prípade hlavne ekonomické výhody. V praxi sa tento materiál často používa pre hydraulické valce v hydraulických lisoch podobných rozmerov. V tabuľke 4) je možné vidieť základné materiálové charakteristiky potrebné pre ďalšie výpočty.

Tab 4) Vybrané materiálové vlastnosti podľa charakteristického rozmeru súčiastky [13]

Charakteristický rozmer [mm]	R <sub>e</sub> min [MPa]	R <sub>m</sub> [MPa]
t <sub>c</sub> ≤ 16	900	1100 - 1300
16 > t <sub>c</sub> ≤ 40	750	1000 - 1200
40 > t <sub>c</sub> ≤ 100	650	900 - 1100
100 > t <sub>c</sub> ≤ 160	550	800 - 950
160 > t <sub>c</sub> ≤ 250	500	750 - 900

Pri výpočte hrúbky steny sa vychádzalo z predpokladu, že sa jedná o hrubostennú tlakovú nádobu namáhanú pracovným tlakom. O hrubostennú nádobu sa jedná vtedy, ak je pomer hrúbky steny k vnútornému otvoru nádoby väčší ako 1/10. Samotný výpočet minimálnej hrúbky steny potom vychádzal z Guestovej hypotézy pevnosti. Tá je vhodná pre húževnaté materiály, ale nie pre krehké. Kritériom nebezpečného stavu je maximálne šmykové napätie. Z tejto hypotézy bola úpravami získaná kvadratická rovnica (4), z ktorej je možné dosadením a vypočítaním koreňov získať minimálnu hrúbku steny valca. [14]

$$t_{min}^2 + 2 \cdot r_1 \cdot t_{min} + r_1^2 \cdot \left(1 - \frac{R_e}{2 \cdot p \cdot k}\right)^{-1} = 0 \quad (4) [14]$$

t <sub>min</sub>	-	minimálna hrúbka steny valca	[mm]
r <sub>1</sub>	-	vnútorný polomer valca	[mm]
R <sub>e</sub>	-	medza klzu	[MPa]
k	-	bezpečnosť	[-]

Hydraulické lisy môžu vykonávať aj niekoľko lisovacích cyklov za minútu. Preto je pri výpočte nutné uvažovať únavové namáhanie materiálu spôsobené pravidelnými zmenami tlaku v jeho vnútri. Vo vzorci je teda nutné počítať s medzou únavy. Týmto bola získaná rovnica (5).

$$t_{min}^2 + 2 \cdot r_1 \cdot t_{min} + r_1^2 \cdot \left(1 - \frac{\sigma'_{Co}}{2 \cdot p \cdot k}\right)^{-1} = 0 \quad (5)$$

σ'Co	-	korigovaná medza únavy	[MPa]
------	---	------------------------	-------

Hodnota korigovanej medze únavy udáva hranicu napätia, ktorú daná súčiastka znesie počas viac, ako milión uvažovaných zaťažujúcich cyklov. Jej konkrétna hodnota závisí nie len od materiálu, ale aj od rôznych ďalších faktoroch. Tie sú zohľadnené v rovnici (6).

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} \quad (6) [15]$$

k <sub>a</sub>	-	súčiniteľ vplyvu akosti telesa	[-]
k <sub>β</sub>	-	súčiniteľ vplyvu veľkosti telesa	[-]
k <sub>c</sub>	-	súčiniteľ vplyvu spôsobu zaťažovania	[-]
k <sub>d</sub>	-	súčiniteľ vplyvu teploty	[-]
k <sub>e</sub>	-	súčiniteľ spoľahlivosti	[-]
k <sub>f</sub>	-	súčiniteľ zahrňujúci ďalšie vplyvy	[-]
σ <sub>Co</sub>	-	medza únavy skúšobnej tyče za rotácie	[-]

Hodnota  $\sigma_{Co}$  bola získaná namáhaním skúšobnej tyče v ohybe za rotácie. Táto hodnota sa štandardne počíta vzťahom (7). Ten je možné použiť len v tom prípade, ak medza pevnosti daného materiálu nepresahuje 1200 MPa. [15]

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 800 = 403,2 \text{ MPa} \quad (7)$$

Určenie súčiniteľa  $k_a$ :

Ďalej bolo nutné vypočítať ďalšie potrebné súčinitele. Súčiniteľ  $k_a$  zahŕňa vplyv kvality povrchu na únavovú pevnosť. Platí, že čím kvalitnejší povrch je, tým je menšia šanca na šírenie únavovej trhliny od povrchu telesa. V tabuľke 5 sa nachádzajú jednotlivé hodnoty súčiniteľov potrebné pre výpočet. [15]

Tab 5) Hodnoty súčiniteľov vplyvu akosti povrchu telesa [15]

Povrch dokončený	súčiniteľ a	exponent b
brúsením	1,58	-0,085
obrábaním, alebo ťahaním za studena	4,51	-0,265
valcovaním za tepla	57,7	-0,718
kovaním	272,0	-0,995

Dosadením správnych hodnôt z tabuľky do vzťahu (8) bol zistený súčiniteľ  $k_a$ .

$$k_a = a \cdot R_m^b = 4,51 \cdot 900^{-0,265} = 0,74 \quad (8)$$

Určenie súčiniteľa  $k_b$ :

Súčiniteľ  $k_b$  zohľadňuje vplyv veľkosti telesa. Čím väčší má súčiastka charakteristický rozmer, tým má tento súčiniteľ menšiu hodnotu. V [15] sa uvádza, že v prípade, ak je súčiastka namáhaná ťahom, alebo tlakom, je jeho hodnota 1. Ak by šlo o namáhanie ohybom za rotácie, tak by sa jeho hodnota musela zisťovať výpočtom, ktorý je popísaný v [15].

Určenie súčiniteľa  $k_c$ :

Tento faktor zohľadňuje rôzne spôsoby zaťažovania telesa. Pre ohyb má  $k_c$  hodnotu 1, pre ťah a tlak 0,85 a pre krut je jeho veľkosť 0,59. Hydraulický valec je vnútorne namáhaný na ťah, preto sa ďalej počítalo s  $k_c = 0,85$ . [15]

Určenie súčiniteľa  $k_d$ :

Pre prevádzkové teploty nižšie ako 0 °C, existuje pravdepodobnosť, že dôjde k vzniku krehkého lomu. Ak sú prevádzkové teploty vyššie, môže dochádzať k trvalým deformáciám v dôsledku rýchleho poklesu medze klzu s teplotou. Podľa dostupných údajov s rastúcou teplotou medza únavy mierne vzrastá a následne v rozmedzí teplôt 200 – 300 °C dochádza k jej postupnému poklesu. Tabuľka 6) uvádza hodnoty súčiniteľa  $k_d$ , ktorý zahŕňa vplyv teploty na medzu pevnosti daného materiálu. Prevádzková teplota hydraulických olejov sa pri týchto strojoch pohybuje okolo 60 °C, a preto bolo ďalej počítané so súčiniteľom  $k_d = 1,01$ . [15]

Tab 6) Hodnoty súčiniteľa  $k_d$ . [15]

teplota t ( °C)	20	50	100	200	300	400	500	600
súčiniteľ $k_d$	1,000	1,010	1,020	1,020	0,975	0,900	0,768	0,549



Určenie súčiniteľa  $k_d$ :

Medza klzu a medza pevnosti sú určované z ťahových skúšok na skúšobných vzorkách z daného materiálu. Tieto skúšky nie sú vykonávané priamo na súčiastkach, ktoré sa používajú na stroji, a preto existuje pravdepodobnosť, že materiál použitý pre danú súčiastku môže mať mierne odlišné vlastnosti, ako skúšobná vzorka. Súčiniteľ spoľahlivosti udáva pravdepodobnosť situácie, kde skutočná medza pevnosti danej konkrétnej súčiastky je väčšia, alebo rovnaká, ako tá, ktorá je uvádzaná v materiálovom liste. [15] Pre tento prípad stačí spoľahlivosť 90 %, a preto bolo ďalej počítané s hodnotou  $k_e = 0,897$ .

Tab 7) Hodnoty súčiniteľa spoľahlivosti  $k_e$ . [15]

spoľahlivosť (%)	50	90	95	99	99,9	99,99	99,999	99,9999
súčiniteľ $k_e$	1,00	0,897	0,868	0,814	0,753	0,702	0,659	0,620

Určenie súčiniteľa  $k_f$ :

Tento súčiniteľ zahrňuje ďalšie vplyvy, ktoré by mohli vplyvať na veľkosť medze únavy. Tieto sú napríklad zostatkové napätia, korózia, elektrochemické pokovovanie a pod. [15] To sa však netýka tohoto prípadu a preto bol zvolený súčiniteľ  $k_f = 1$ .

Výpočet minimálnej hrúbky steny valca:

Korigovaná medza únavy bola získaná dosadením vhodných súčiniteľov do rovnice (9).

$$\sigma'_{co} = 0,74 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 1,01 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 453,6 = 229,8 \text{ MPa} \quad (9)$$

Úpravou kvadratickej rovnice (10) je možné zistiť minimálnu hrúbku steny valca nasledovne:

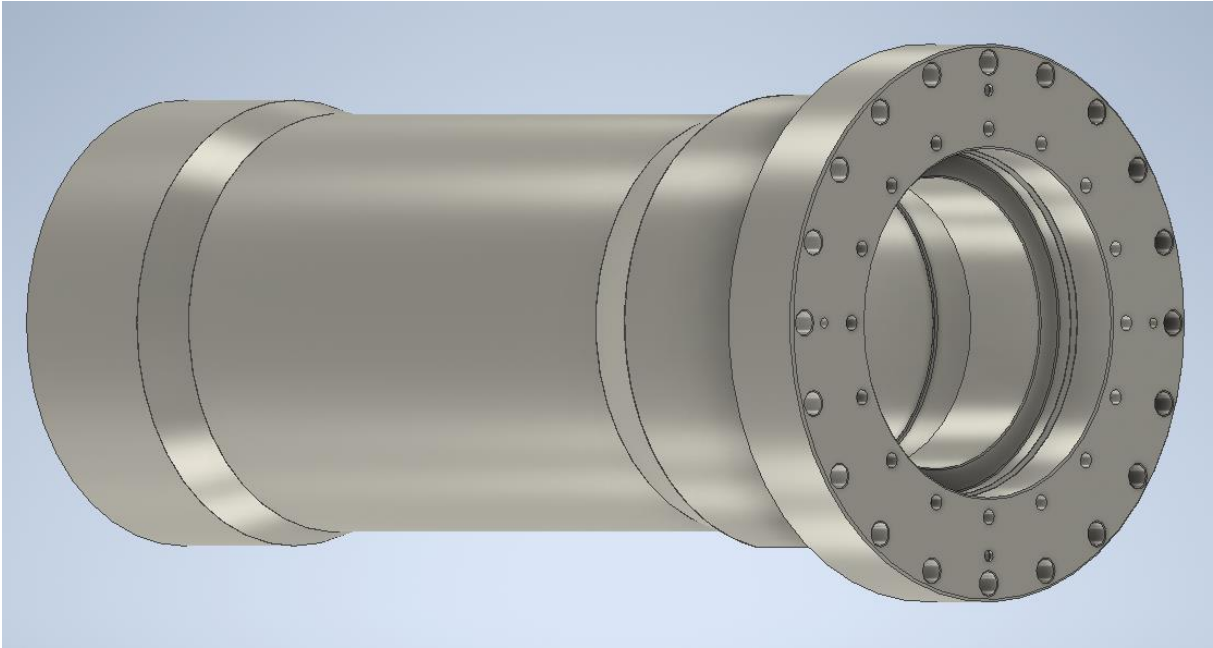
$$t = \frac{-(2 \cdot r_1) + \sqrt{(2 \cdot r_1)^2 - 4 \cdot \left( r_1^2 \cdot \left( 1 - \frac{\sigma'_{co}}{2 \cdot p \cdot k} \right)^{-1} \right)}}{2} \quad (10)$$

Dosadením bol zistený prvý koreň kvadratickej rovnice:

$$t = \frac{-630 + \sqrt{(640)^2 - 4 \cdot \left( 320^2 \cdot \left( 1 - \frac{258,5}{2 \cdot 32 \cdot 1,5} \right)^{-1} \right)}}{2} = 99,4 \text{ mm} \quad (11)$$

Druhý koreň rovnice je záporný, a preto z fyzikálneho hľadiska dáva význam len prvý. Najmenšia hrúbka valca bola zvolená na  $t = 100 \text{ mm}$ .

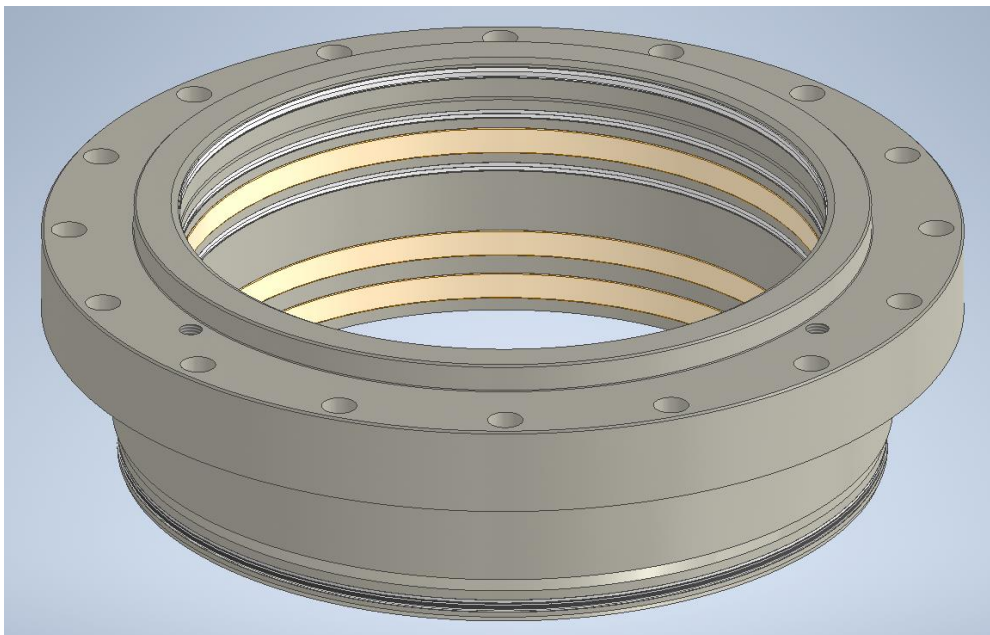
Na základe týchto výpočtov a odborných rád bolo navrhnuté telo hydraulického valca, ktoré je možné vidieť na obr. č. 11. V jeho prednej časti sa nachádza príruha, ktorou sa valec uchycuje k rámu lisu prostredníctvom opornej dosky. V nej je vsadený tak, že sa do nej pri lisovaní zapiera.



Obr. 11) Telo hydraulického valca

#### 4.1.2 Návrh prednej príruby

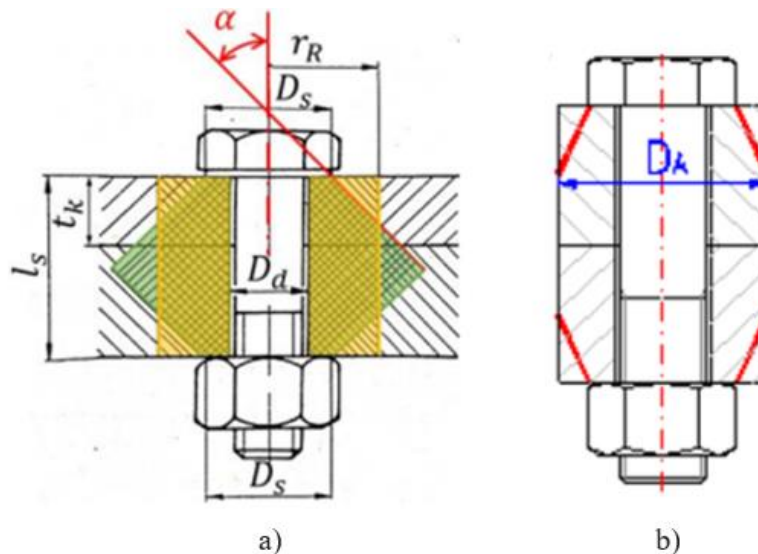
Do prednej časti valca sa vkladá predná príruha, ktorá slúži predovšetkým na utesnenie a vedenie piestnice. Jej návrh je možné vidieť na obr. č. 12, na ktorom je zároveň zobrazené rozmiestenie vodiacich pásov, tesnení a stieracieho krúžku. Na jej časť pôsobí tlak od hydraulickej kvapaliny, takže je potrebné skontrolovať, či je navrhnutý počet a veľkosť skrutiek dostatočný.



Obr. 12) Predná príruha

### Výpočet minimálneho počtu skrutiek prednej príruby

Ako bolo spomenuté, predná príruha je namáhaná od pracovného tlaku v hydraulickom valci ktorý pôsobí na jej plochu v tvare medzikružia. Pre výpočet minimálneho počtu skrutiek, ktorými sú upevnené príruby na telo valca je nutné poznať tuhosti skrutiek a prírub. Obrázok č. 13 popisuje, v akej časti príruby pôsobí tlak, vyvolaný skrutkou



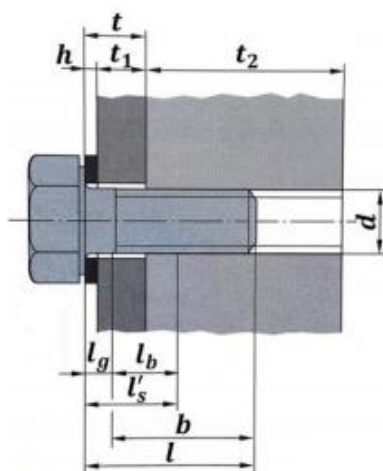
Obr. 13) Rozloženie tlaku v rôznych prírubách spoji [16]

Tlak v príruhe je nezanedbateľný až do vzdialenosti 1,5 násobku polomeru skrutky od jej osi. To je naznačené na obr. č 13 a) premennou  $r_R$ . Toto napätie pôsobiace od spojovacích súčastí sa do príruby šíri pod vrcholovým uhlom  $\alpha$  v rozsahu  $(25^\circ; 33^\circ)$ . Takto sa vytvára tlakový kužeľ, vďaka ktorému je možné približne určiť množstvo materiálu, ktoré určuje tuhosť danej príruby. V odbornej literatúre sa však uvádza, že je nutné brať do úvahy len tú časť tlakového kužeľa, ktorá sa nachádza vnútri materiálu. Stáva sa totiž, že príruha nie je z konštrukčných dôvodov dostatočne veľká na to, aby do seba pojala celý tlakový kužeľ. To je možné vidieť na obr. č 13 b). Vzorcom (12) je možné vypočítať tuhosť jednej časti príruby. Niektoré premenné dosadené do tohoto vzorca sú znázornené na obrázku č. 13 a). [15]

$$C_{pBi} = \frac{\pi \cdot E_p \cdot D_d \cdot \tan \alpha}{\ln \left( \frac{(2 \cdot t_k \cdot \tan \alpha + D_s - D_d) \cdot (D_s + D_d)}{(2 \cdot t_k \cdot \tan \alpha + D_s + D_d) \cdot (D_s - D_d)} \right)} \quad (12) \quad [15]$$

$C_{pBi}$	-	tuhosť časti príruby	[Nmm <sup>-1</sup> ]
$E_p$	-	modul pružnosti príruby v ťahu	[MPa]
$D_d$	-	priemer otvoru pre skrutku	[mm]
$\alpha$	-	vrcholový uhol tlakového kužeľa	[°]
$t_k$	-	polovica hrúbky v oblasti spoja príruby	[mm]
$D_s$	-	priemer kontaktného kruhu skrutky s prírubou	[mm]

Ak nie je v spoji použitá matica, dĺžka spoja  $l_s$  sa určí približne takým spôsobom, ako je to naznačené to na obrázku č.14.



Obr. 14) Znárodnenie dĺžky  $l_s$  v spoji bez matice [16]

Pre prednú prírubu bola zvolená skrutka veľkosti M24 s vnútorným šesťhranom. Dĺžkové rozmery spoja boli zvolené z modelu valca. Dosadením do vzorca (13) bola získaná tuhosť polovice príruby. Táto hodnota bola ešte vynásobená číslom 2, aby bola zistená tuhosť celého materiálu, ktorý do tohto procesu vstupuje. Ďalej bola vynásobená číslom 0,55, aby bol zohľadnený fakt, že tlakové kužele sa vzájomne prekrývajú a v niektorej časti vystupujú preč z materiálu. Tento koeficient bol určený odhadom. Zámerne je jeho hodnota veľmi nízka, Pretože v praxi v takýchto situáciách býva často počet skrutiek pomerne dosť predimenzovaný

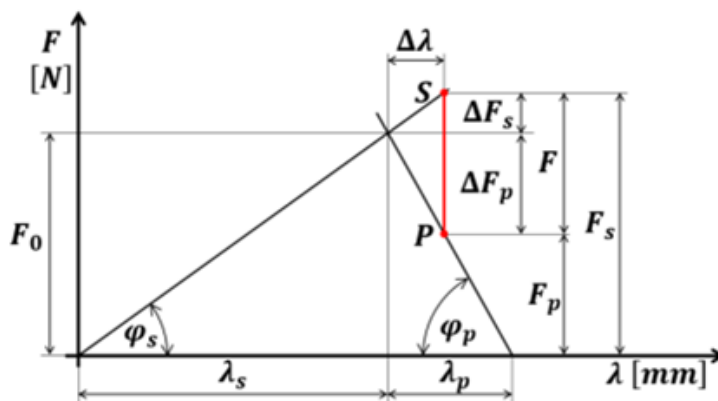
$$C_{p1} = \frac{\pi \cdot 210000 \cdot 25 \cdot \tan 30^\circ}{\ln\left(\frac{(2 \cdot 50 \cdot \tan 30^\circ + 35 - 25) \cdot (35 + 25)}{(2 \cdot 50 \cdot \tan 30^\circ + 35 + 25) \cdot (35 - 25)}\right)} \cdot 2 \cdot 0.55$$

$$= 8,45 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (13)$$

Tuhosť skrutky bola určená vzorcom (14).

$$C_s = \frac{A_s \cdot E_s}{l_s}; C_{s1} = \frac{379,9 \cdot 210000}{100} = 4,29 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (14)$$

- |       |   |                         |                      |
|-------|---|-------------------------|----------------------|
| $C_s$ | - | tuhosť skrutky          | [Nmm <sup>-1</sup> ] |
| $A_s$ | - | prierez skrutky         | [mm <sup>2</sup> ]   |
| $E_s$ | - | modul pružnosti skrutky | [MPa]                |
| $L_s$ | - | dĺžka skrutkového spoja | [mm]                 |



Obr. 15) Diagram rozloženia síl skrutkovom spoji [16]

Pre ďalší postup vo výpočte bolo nutné zistiť hodnotu sily, ktorá sa mení vplyvom miznúceho namáhania. Veľkosti a rozloženie jednotlivých síl v skrutkovom spoji je znázornené na obr. č. 15. Táto sila bola určená vzorcom (15).

$$F_{a1} = \sigma_{a1} \cdot A_{S1}; F_{a1} = 50 \cdot 379,9 = 18\,997\, N \quad (15)$$

$F_{a1}$	-	sila spôsobená napätím $\sigma_a$	[N]
$\sigma_{a1}$	-	stanovené miznúce napätie	[MPa]

Miznúce napätie  $\sigma_a$  bolo stanovené tak, aby bola únavová bezpečnosť skrutky proti pretrhnutiu v intervale {2; 3}. Táto hodnota bezpečnosti bola zvolená kvôli nerovnomernému tvaru príruby v oblasti skrutkového spoja. Tlakový kužeľ sa nachádza na jednej strane v materiály, no na strane druhej z neho vystupuje. Preto je jedna strana skrutky namáhaná viac, ako tá druhá. Sila, ktorú zachytáva skrutka pri zaťažovaní bola zistená vzťahom (16).

$$\Delta F_S = 2 \cdot F_a; \Delta F_{S1} = 2 \cdot 18997 = 37994\, N \quad (16)$$

$\Delta F_S$	-	sila, ktorú zachytáva skrutka počas zaťažovania príruby	[N]
--------------	---	---	-----

Sila, ktorú zachytávajú skrutka spoločne s prírubou pri zaťažení bola zistená vzorcom (17).

$$F = \Delta F_S \cdot \left(1 + \frac{C_p}{C_S}\right); F_1 = 37994 \cdot \left(1 + \frac{8,45 \cdot 10^9}{4,29 \cdot 10^8}\right) = 4,4 \cdot 10^5\, N \quad (17)$$

Na základe týchto výpočtov bolo možné určiť minimálny počet skrutiek vzorcom (18).

$$I_i = \frac{p_p \cdot \frac{\pi \cdot (D_{p1}^2 - D_{p2}^2)}{4}}{F_1}; I_1 = \frac{32 \cdot \frac{\pi \cdot (706^2 - 585^2)}{4}}{4,4 \cdot 10^5} = 8,8 \quad (18)$$

$I_i$	-	minimálny počet skrutiek príruby	[-]
$D_{p1}$	-	malý priemer príruby	[mm]
$D_{p1}$	-	veľký priemer príruby	[mm]

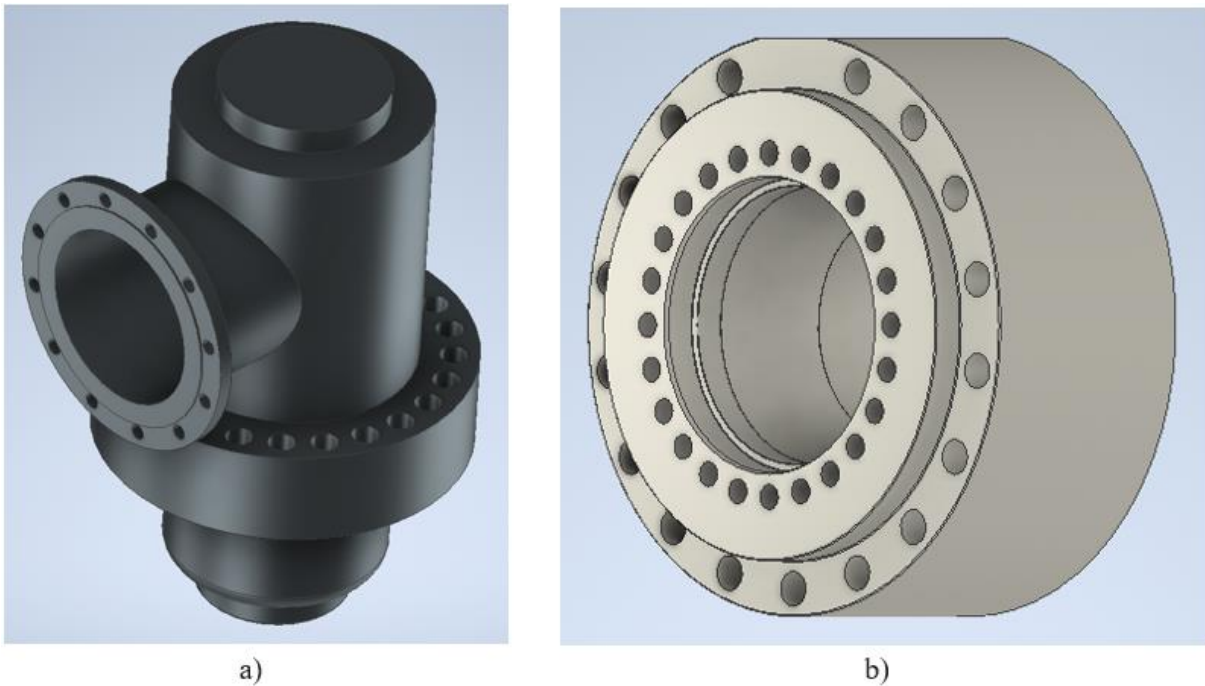
Z výpočtu vyplýva, že navrhované množstvo skrutiek v počte 16 vyhovuje.

### 4.1.3 Návrh veka valca

V zadnej časti valca sa nachádza jeho veko. Jeho tvar je z jednej strany definovaný plniacim ventilom, a zo strany druhej pripojením k telu hydraulického valca. Plniaci ventil slúži pre dodávanie kvapaliny do valca mimo pracovného posuvu, keď ešte neprebíha lisovanie, ale je len potrebné dostať sa do požadovanej polohy v najkratšom možnom čase. Tieto ventily sú normalizované, a ich veľkosť sa určuje podľa rozmerov valca, menovitej a spätnej sily, pracovného tlaku, zdvihu, druhu, a rýchlostí pohybu valca. Ich voľba závisí taktiež od umiestnenia plniacej nádrže, z ktorej čerpá hydraulický olej, keď je ventil aktívny. Tá sa často umiestňuje do hornej časti rámu aby bola čo najbližšie hydraulickému valcu. Vďaka tomuto je možné použiť potrubia menších rozmerov.

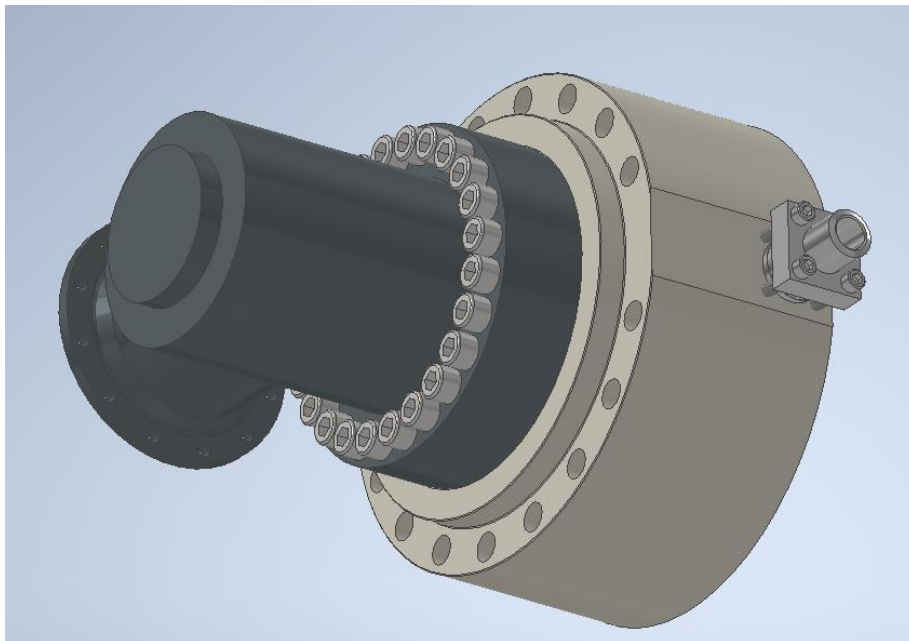
Rozmery valca boli určené predošlými výpočtami na základe menovitej a spätnej sily. Pracovný tlak bol taktiež definovaný v zadaní. Žiadané rýchlosti pohybov pre tento lis boli definované v zadaní. Od nich sa odvíjal návrh pripojovacích prvkov a plniaceho ventilu

Na základe stanovených a vypočítaných parametrov a rady odborníka bol vybraný plniaci ventil veľkosti DN 300 od firmy Bosh Rexroth typu SFS RD 20473/12.06. Zjednodušený model ventilu je možné vidieť na obr. 16 a). Tvar veka valca je zase možné vidieť na obr. 16 b).



Obr. 16) Plniaci ventil (a) a veko valca (b)

Z týchto parametrov vyplýva aj veľkosť pripojovacích prvkov zabezpečujúcich prívod tlakového oleja do valca počas lisovania. Tieto prvky sú podľa normy DN65 veľkosti TR 88,9x14,2. Ich tvar a spôsob pripojenia k hydraulickému valcu je možné vidieť na obr. č. 17 na ktorom sú k veku valca priskrutkované spolu s plniacom ventilom.



Obr. 17) Pripojovací prvok upevnený na veku valca

### Výpočet minimálneho počtu skrutiek zadnej príruby

Pre upevnenie tejto časti bola zvolená skrutka M52x3 s vnútorným šesťhranom. Pri zadnej príрубе je situácia zase trochu iná. Dĺžky spoja sú pomerne veľké. Preto existuje predpoklad, že ak by sa v tejto situácii počítalo s vrcholovým uhlom tlakového kužľa  $\alpha = 30^\circ$ , ako v predošlom prípade, tak by mohlo dôjsť k nadhodnoteniu tuhosti. Preto sa uvažovalo uvažovať s veľkosťou uhla  $\alpha = 15^\circ$ . Dosadením do vzorca (19) bola zistená tuhosť zadnej príruby.

$$C_{p2} = \frac{\pi \cdot 210000 \cdot 54 \cdot \tan 15^\circ}{\ln \left( \frac{(2 \cdot 230 \cdot \tan 15^\circ + 78 - 54) \cdot (78 + 54)}{(2 \cdot 230 \cdot \tan 15^\circ + 78 + 54) \cdot (78 - 54)} \right)} \cdot 2 \cdot 0.55$$

$$= 8,3 \cdot 10^6 N \cdot mm^{-1} \quad (19)$$

Následne bola zistená tuhosť skrutky M 52x3 vzťahom (20).

$$C_{S2} = \frac{1734 \cdot 210000}{560} = 7,92 \cdot 10^5 N \cdot mm^{-1} \quad (20)$$

Vzorcom (21) bola vypočítaná sila, ktorá sa mení vplyvom miznúceho namáhania.

$$F_{a2} = 50 \cdot 1734 = 86\,703\, N \quad (21)$$

Miznúce napätie  $\sigma_a$  bolo stanovené tak isto, ako aj pri prednej príрубе. Vzťahom (22) bola určená sila, ktorú zachytáva skrutka pri zaťažovaní:

$$\Delta F_{S2} = 2 \cdot 86703 = 1,73 \cdot 10^5\, N \quad (22)$$

Sila, ktorú zachytáva skrutka aj veko v zadnej časti je vypočítaná v (23).

$$F_2 = 173000 \cdot \left( 1 + \frac{8,26 \cdot 10^6}{7,92 \cdot 10^5} \right) = 1,90 \cdot 10^6\, N \quad (23)$$

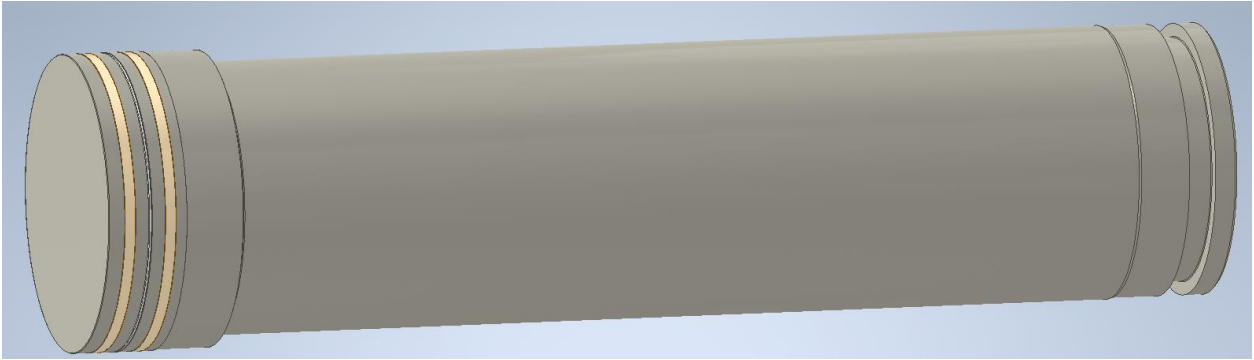
Výpočet minimálneho počtu skrutiek bol uskutočnený vzťahom (24).

$$I_2 = \frac{32 \cdot \frac{\pi \cdot (640^2)}{4}}{1,90 \cdot 10^6} = 5,2 \quad (24)$$

Z výpočtu vyplýva, že navrhované množstvo skrutiek M52x3 v počte 17 vyhovuje.

#### **4.1.4 Návrh piestu a piestnice**

Ďalej bol navrhnutý piest a piestnica. Tie môžu byť buď montované, alebo vyhotovené, ako jeden kus. Pri piestnici a pieste do hydraulických valcov takýchto rozmerov je väčšinou možné stretnúť sa s tým, že ide o jeden veľký opracovaný výkovok. Inak tomu nie je ani v tomto prípade. Ich tvar bol daný veľkosťou menovitej a spätnej sily, rozmiestnením vodiacich a tesniacich prvkov a veľkosťou požadovaného zdvíhu. Navrhnutú piestnicu s vodiacimi páskami a tesniacim krúžkom je možné vidieť na obr. č. 18. Tá je namáhaná na vzper, a preto ju bolo nutné skontrolovať.



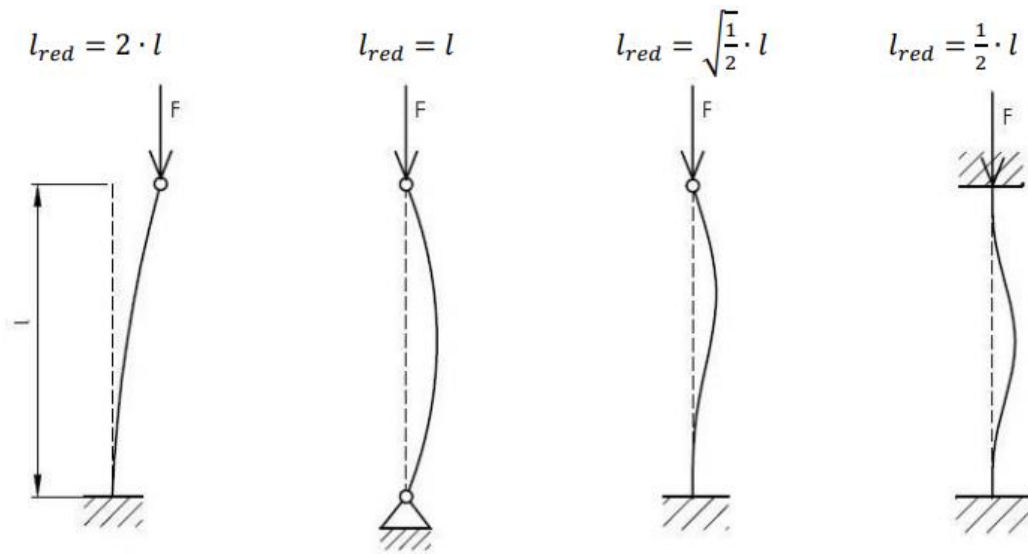
Obr. 18) Piest a piestnica hydraulického valca

Pri výpočte vzpernej stability je nutné si najprv určiť štiňlosť prutu nasledovne vzťahom (25).

$$\lambda = l_{red} \cdot \sqrt{\frac{S}{J}} \quad (25)$$

$\lambda$	-	štiňlosť prutu	[-]
$l_{red}$	-	redukovaná dĺžka	[mm]
$S$	-	obsah prierezu prutu	[mm <sup>2</sup> ]
$J$	-	kvadratický moment prierezu	[mm <sup>4</sup> ]

Aby bolo možné ďalej pokračovať vo výpočet, bolo nutné určiť redukovanú dĺžku. Tá sa určuje na základe ukotvenia prútu, ako je možné vidieť na obr. č. 19.



Obr. 19) Určenie redukovanej dĺžky [17]



Pre zjednodušenie bolo počítané s menším priemerom piestnice. Po dosadení do (26) bola určená štíhlosť prútu.

$$\lambda = l_{red} \cdot \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_p^4}{64}}} = \frac{1}{2} \cdot l \cdot \sqrt{\frac{16}{d_{mp}^2}} = \frac{1}{2} \cdot 3000 \sqrt{\frac{16}{580^2}} = 10,3 \quad (26)$$

$l$  - dĺžka piestnice [mm]  
 $d_{mp}$  - menší priemer piestnice [mm]

Ďalej bolo nutné porovnať skutočnú a medznú štíhlosť: Hodnoty medznej štíhlosti sú zobrazené v tabuľke 8).

Tab 8) Materiálové konštanty pre výpočet kritického napätia vzpernej stability [17]

Materiál	$a_m$ [MPa]	$b_m$ [MPa]	$c_m$ [MPa]	$\lambda_m$
Oceľ	320	1,2	0	90
Liatina	776	12	0,053	80
Drevo	29,3	0,194	0	110

Medzná štíhlosť pre oceľ má hodnotu 90. Vypočítaná štíhlosť je menšia ako medzná. To znamená, že ďalší postup výpočtu vzpernej stability prebiehal podľa Tetmajera. Tetmajerov vzťah pre výpočet kritického napätia má označenie (27).

$$\sigma_{KR} = a - b \cdot \lambda \quad (27)$$

$\sigma_{KR}$  - kritické napätie podľa Tetmajera [MPa]  
 $a_m, b_m$  - materiálové konštanty uvedené v tab. 8) [-]

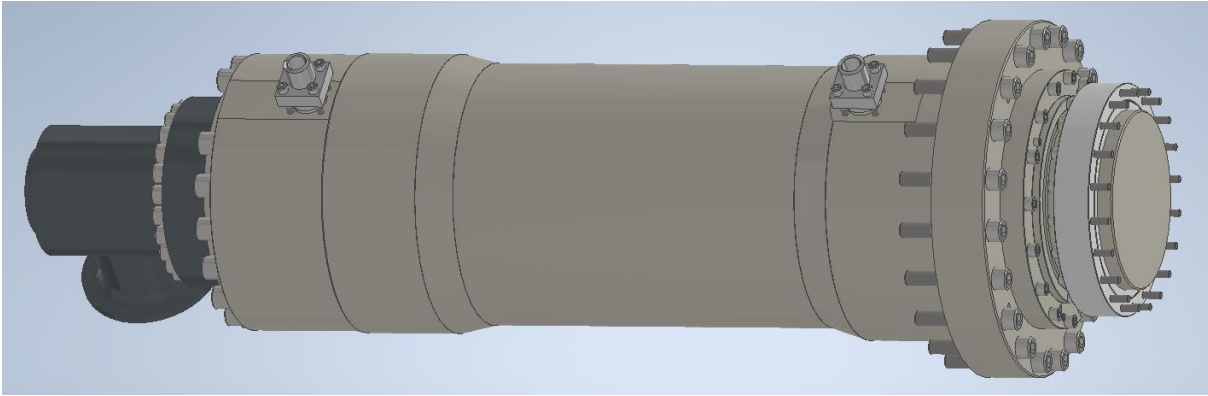
Dosadením do vzorca (27) bolo získané kritické napätie. Potom bolo vzťahom (29) vypočítané skutočné napätie v piestnici a to bolo porovnané s tým kritickým.

$$\sigma_{KR} = 320 - 1,2 \cdot 10,3 = 307,6 \text{ MPa} \quad (28)$$

$$\sigma_{sk} = \frac{F_m}{S_p} = \frac{4 \cdot F_m}{\pi \cdot d_p^2} = \frac{4 \cdot 10000000}{\pi \cdot 580^2} = 37,2 \text{ MPa} \quad (29)$$

$\sigma_{sk}$  - skutočné napätie v piestnici [MPa]

Skutočné napätie na piestnici je výrazne menšie, než kritické napätie podľa Tetmajera a preto rozmer piestnice vyhovuje. Na obr. č. 20 je možné vidieť zostavu hydraulického valca so skrutkami a pripojovacími prvkami.



Obr. 20) Hydraulický valec

#### 4.1.5 Kontrola rýchlostí hydraulickej kvapaliny

Pre úplnosť bolo ešte potrebné vykonať kontrolu rýchlosti hydraulickej kvapaliny v prívodoch valca. Existujú totiž maximálne dovolené rýchlosti hydraulickej kvapaliny, ktoré závisia od viskozity a tlaku danej kvapaliny. Tieto hodnoty e možné vidieť v tab. 9).

Tab 9) Maximálne dovolené rýchlosti hydraulickej kvapaliny [18]

Sací potrubí		Tlakové potrubí		Odpadní potrubí
Kinematická viskozita [mm <sup>2</sup> /s]	Rychlost [m/s]	Tlak [bar]	Rychlost [m/s]	
150	0,6	25	2,5 až 3	1,7 až 4,5
100	0,75	50	3,5 až 4	
50	1,2	100	4,5 až 5	
30	1,3	200	6	
		> 200 Při v = 30 až 150 [mm <sup>2</sup> /s]		

Rýchlosť kvapaliny bola pri približovaní nadol v dolnom/odpadovom potrubí určená zo vzťahu (30).

$$v_{k1} = \frac{S_{dp} \cdot v_p}{S_{tr}} = \frac{(D_p^2 - d_p^2) \cdot v_p}{d_{tr}^2} = \frac{(640^2 - 585^2) \cdot 0,4}{60^2} = 7,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (30)$$

$v_{k1}$	-	rýchlosť kvapaliny v dolnom potrubí	[ms <sup>-1</sup> ]
$v_p$	-	rýchlosť približovacia	[ms <sup>-1</sup> ]
$S_{dp}$	-	prierez medzikružia medzi piestnicou a valcom	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{tr}$	-	prierez pripojovacej trubky	[mm <sup>2</sup> ]
$d_{tr}$	-	priemer pripojovacej trubky	[mm <sup>2</sup> ]

Následne bola určená rýchlosť kvapaliny pri pracovnom posuve v hornom potrubí vzťahom (31).

$$v_{k2} = \frac{S_{Dp} \cdot v_{pr}}{S_{tr}} = \frac{D_p^2 \cdot v_{pr}}{d_{tr}^2} = \frac{640^2 \cdot 0,056}{60^2} = 6,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (31)$$

$v_{k2}$	-	rýchlosť kvapaliny v hornom potrubí	$[\text{ms}^{-1}]$
$v_{pr}$	-	pracovná rýchlosť	$[\text{ms}^{-1}]$
$S_{Dp}$	-	plocha piestu	$[\text{mm}^2]$

Pre tieto stroje sa bežne používa hydraulický olej viskóznej triedy VG 46, ktorý má pri 40°C viskozitu približne  $50 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ . Dovoľené hodnoty rýchlosti vyplývajúce z tabuľky sú teda pre pracovný posuv  $6 \text{ ms}^{-1}$  a pre  $4,5 \text{ ms}^{-1}$ . V oboch prípadoch je táto hodnota mierne prekročená. Daná tabuľka je však len do pracovného tlaku 20 MPa. Po konzultácii s odborníkom, a po predpoklade, že hydraulický agregát je umiestnený v hornej časti stroja blízko hydromotoru bolo stanovené, že dané pripojovacie prvky vyhovujú. Ak by však hydraulický agregát bol umiestnený ďalej od hydromotoru, museli by sa pripojovacie prvky zväčšiť.



## 4.2 Návrh rámu lisu

Rámom rozumieme tie časti stroja, ktoré zachytávajú tvárniacu silu aj jej reakcie a tvoria pracovný priestor lisu. Ďalej delíme rámy na otvorený a uzavretý. Môžu byť z niekoľkých druhov materiálu. Rovnako je možné rámy rozdeliť podľa spôsobu ich výroby. Existujú rámy vyrábané z jedného kusu, rámy delené (predpäté, skladané..).

### 4.2.1 Voľba druhu rámu

Pre toto zariadenie by sa teoreticky mohlo použiť viacero typov rámov. Pre lisy takýchto veľkostí a menovitých síl sa najčastejšie používajú uzavreté rámy zvárané. Dalo by sa uvažovať aj o kotvenom ráme, avšak tie sa často používajú pri väčšom počte pracovných hydromotorov. Odlievajúci rám bol z dôvodu rozmerov lisu a počtu vyrábaných kusov vylúčený z úvahy. Pri rozhodovaní padol návrh použitia skladaného rámu, ktorý bol popísaný vyššie. Ten sa za takýchto okolností síce často nepoužíva, ale na druhú stranu neexistuje žiadny vážny dôvod, prečo by mal byť z úvahy vylúčený. Tento typ rámu stojí za úvahu najmä kvôli potenciálne veľkej jednoduchosti výroby a konštrukcie. To odpovedá dnešnému trendu zjednodušovania a zefektívňovania výroby. Pre tieto dôvody bolo rozhodnuté, že pre daný lis sú vhodné dva varianty. Variant A predstavuje zváraný rám a variant B rám skladaný. Pre porovnanie bola vybraná metóda vážených hodnôt.

Metóda vážených hodnôt predstavuje nevyčísliteľné účinky, hodnotenie výhod a nevýhod jednotlivých variantov, ktoré nezohľadňuje cenu. Je to subjektívny názor osoby. V prvom kroku je nutná voľba kritérií a hodnotenie ich dôležitosti (tab. 10).

Tab 10) Kritéria hodnotenia a ich dôležitosť

Váha kritéria	Kritérium	Hodnotenie			
		3 body	2 body	1 bod	0 bodov
		Dobré	Neutrálne	Zlé	Veľmi zlé
9	Jednoduchosť konštrukcie	Veľmi jednoduchá	jednoduchá	zložitá	Veľmi zložitá
8	Hmotnosť konštrukcie (pri rovnakej tuhosti)	Do 35 t	Do 40 t	Do 45 t	nad 45t
7	Doba výroby	krátka	stredná	dlhá	Veľmi dlhá
6	Dostupnosť jednotlivých komponentov	Veľmi dobrá	dobrá	stredná	zlá
5	životnosť	dlhá	stredná	krátka	Veľmi krátka
4	modularita	dobrá	stredná	zlá	nemožná
3	Zložitosť opráv	dobrá	stredná	zlá	Veľmi zlá
2	Zložitosť inštalácie u zákazníka	malá	normálna	zložitá	Veľmi zložitá
1	Jednoduchosť prepravy konštrukcie	jednoduchá	normálna	zložitá	Veľmi zložitá

V ďalšom kroku sa porovnávajú stanovené kritériá s vybranými variantmi. Variant s najväčšou váženou hodnotou je potom viac vyhovujúci (tab. 11).

Tab 11) Porovnanie variant

Kritérium	Varianta A			Variant B		
	Váha kritéria	Hodnotenie	súčin	Váha kritéria	Hodnotenie	súčin
Jednoduchosť konštrukcie	9	3	27	9	2	18
Hmotnosť konštrukcie (pri rovnakej tuhosti)	8	1	8	8	3	24
Doba výroby	7	3	21	7	2	14
Dostupnosť jednotlivých komponentov	6	3	18	6	3	18
životnosť	5	3	15	5	3	15
modularita	4	3	12	4	1	4
Zložitosť opráv	3	3	9	3	3	9
Zložitosť inštalácie u zákazníka	2	3	6	2	2	4
Jednoduchosť prepravy konštrukcie	1	3	3	1	2	2
Súčet:			119			108

#### Zhodnotenie výsledkov

Varianta zo zváraným rámom získal ohodnotenie vo výške 108, zatiaľ čo varianta so skladaným rámom 119. Skladaný rám získal teda mierne viac bodov. Tento výsledok je daný viacerými faktormi. Jedným z najvýznamnejších je predpokladaná menšia cena výroby skladaného rámu. Tento predpoklad vznikol kvôli tomu, že netreba zhotovovať veľký, ťažký zvarenec, ako je tomu v prípade zváraného rámu. Po zváraní tohto rámu nastáva ešte žihanie na odstránenie vnútorných pnutí, ktoré pre skladaný rám taktiež odpadá. V tomto prípade je nutné zhotoviť niekoľko menších zvarencov, ktoré je nutné následne obrobiť.

Ďalšou veľkou výhodou je jednoduchosť a rozoberateľnosť konštrukcie týchto rámov. To sa prejavuje pri návrhu, výrobe, ale aj montáži, demontáži a preprave celého stroja. Tento rám môže byť rozobraný a klasickou kamiónovou dopravou dopravený k zákazníkovi, pretože pre zadané parametre by žiadna jeho jednotlivá nosná súčiastka nemala presiahnuť hmotnosť 12t.

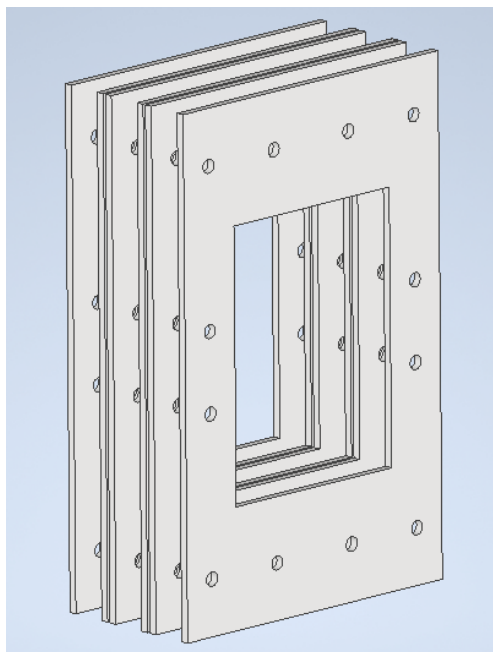
Existuje však aj predpoklad, že hmotnosť takéhoto rámu bude približne o 10 až 30% väčšia. Je to kvôli tomu, že pre zachytávanie menovitej sily sa nevyužíva najideálnejší prierez materiálu v najvhodnejších miestach. Rozloženie materiálu je tu jasne dané jednoduchou lamelovou konštrukciou.

Pri tomto kritériálnom hodnotení býva zvykom spraviť aj ekonomické zhodnotenie. To však nebolo vykonané, pretože v úvahách o skladanom ráme bolo vytvorených viacero predpokladov ktoré buď nemusia byť správne.

Napriek tomu však bolo rozhodnuté pre tento variant z dvoch dôvodov. Prvý dôvod je, že obstál v hodnotení. Druhý dôvod bola motivácia a zvedavosť zistiť, čo všetko by bolo nutné spraviť pri návrhu tohto typu rámu, a či boli predpoklady skutočne správne. Navyše lis s takmer identickými parametrami a so zváraným rámom už v realite navrhnutý a vyrobený je. Táto práca je zaujímavejšia tým, že sa v nej navrhoval stroj, ktorý ešte pravdepodobne neexistuje.

#### 4.2.2 Návrh základného tvaru rámu

Najskôr bolo potrebné stanoviť počet a rozmiestnenie jednotlivých plechov z ktorých sa rám skladá. Pri tom bola snaha o to, aby sa napätie rovnomerne rozložilo do celého rámu. Po Keďže lisovaciu silu vyvíja len jeden hydraulický valec, musí byť umiestnený symetricky do stredu stroja. Tam je zaťaženie najväčšie. To potom smerom ku krajom postupne klesá. Z tohto dôvodu boli plechy rozmiestnené do štyroch miest v celej šírke lisu, pri čom v strede boli tieto plechy zdvojené. Pre toto rozmiestnenie bol inšpiráciou hydraulický lis od firmy Hydraulico a.s., ktorý má skladanú konštrukciu. Tvar rámu je možné vidieť na obr. č. 21 Z tejto úvahy vychádza, že rám obsahuje šesť hlavných nosných plechov. Všetky sú rovnakej hrúbky kvôli zachovaniu jednoduchosti celej konštrukcie.



Obr. 21) Návrh rozmiestnenia nosných plechov

#### 4.2.3 Materiál rámu

Rámy takýchto strojov sú často vyhotovené z obyčajných nelegovaných konštrukčných ocelí. Je to najmä z ekonomických a praktických dôvodov. Pre tento rám bol preto zvolený materiál S355J2 (EN 1.0577). Taktiež sa jedná o relatívne bežnú konštrukčnú oceľ. Plechy z tohto materiálu sa dajú kúpiť v rôznych kombináciách dĺžky (4,6,8,10,12 m) a šírky (2,3,4 m). Ak je ich hrúbka väčšia, ako 50 mm, musia byť skontrolované ultrazvukovou skúškou podľa normy EN 10160 V tabuľke 12 je možné vidieť najdôležitejšie materiálové charakteristiky vybranej ocele.

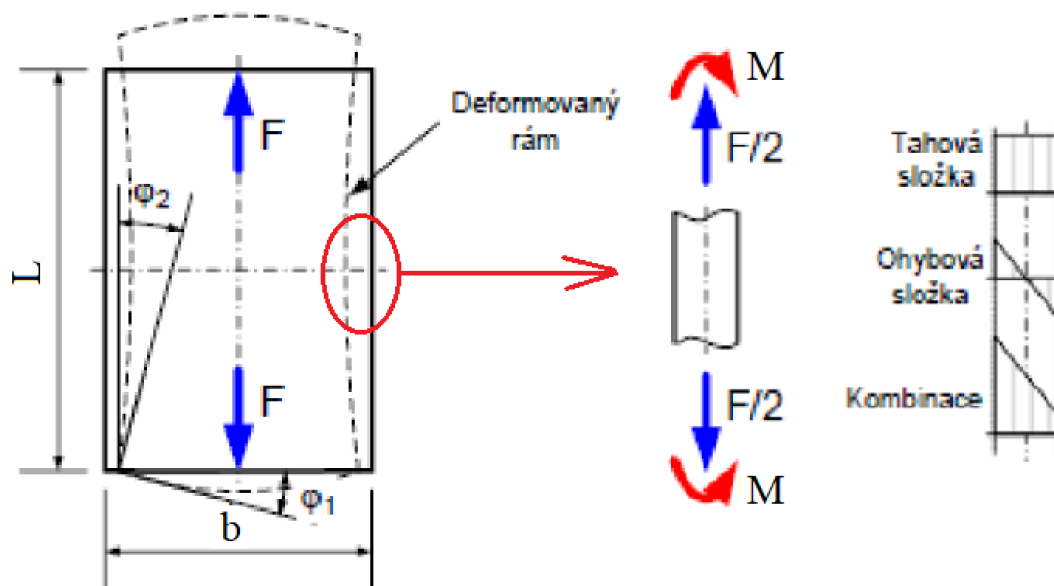
Tab 12) Vlastnosti ocele S355J2 podľa charakteristického rozmeru súčiastky [13]

Charakteristický rozmer [mm]	$R_e$ min [MPa]	$R_m$ [MPa]
$3 > t_c \leq 100$	315	470 - 630
$100 > t_c \leq 150$	295	450 - 600
$150 > t_c \leq 250$	275	450 - 600

#### 4.2.4 Určenie predbežných rozmerov rámu

Stroj je zaťažovaný cyklicky, preto je pri jeho návrhu nutné počítať s Medzou únavy materiálu. V praxi sa preto väčšina rámov z bežných konštrukčných ocelí navrhuje tak, že maximálne ťahové/tlakové dovolené napätie pri cyklickej únave býva v rozmedzí od 80 do 120 MPa. To, ktorú hodnotu z daného rozmedzia je vhodné vybrať, závisí na konkrétnom type ocele a konkrétnej povahe zadania. Na základe praktických skúseností bolo rozhodnuté, že v tejto práci sa ďalej počítalo s maximálnym dovoleným ťahovým napätím v ráme v hodnote 80 MPa. Táto hodnota sa však môže vyskytovať na miestach, kde sa toto napätie koncentruje. To znamená, že na ostatných miestach musí byť ešte nižšie.

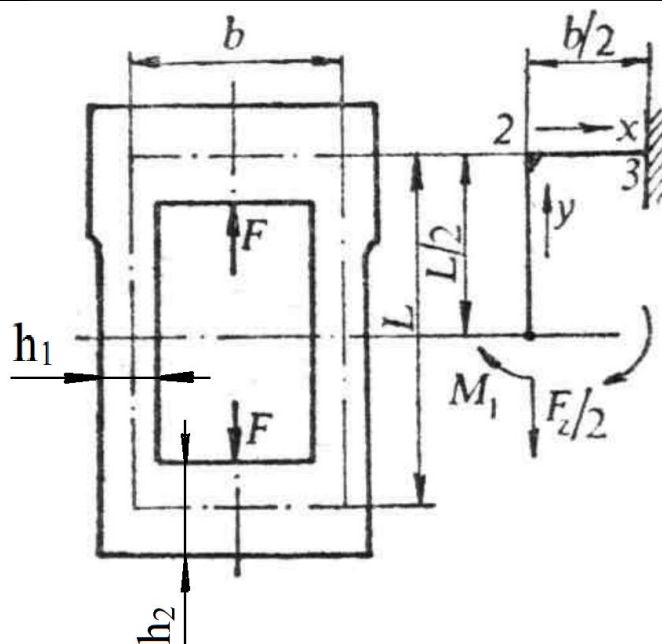
Pre určenie predbežných rozmerov bolo nutné pochopiť, ako sú jednotlivé časti rámu namáhané. Z obrázka č. 22 je možné vidieť, že bočná časť rámu je namáhaná na ťah a ohyb, zatiaľ čo vrchná časť je namáhaná len ohybom. V tomto prípade sa navyše v bočnej časti nachádzajú otvory pre svorníky, ktoré držia celý rám. Tie tvoria ďalšie koncentrátoory napätia. Zahrnúť všetky koncentrátoory napätia skutočnosti do jedného vzorca a vypočítať si tak rozmery rámu by bolo pomerne zložité. Preto sa pri určovaní predbežných rozmerov rámu s týmito koncentrátoormi napätia priamo nepočítalo. Ich prítomnosť bola zohľadnená prostredníctvom relatívne nízkej hodnoty zvoleného dovoleného napätia pre kritické miesto, a to do výšky max 50 MPa. Toto kritické miesto je taktiež zobrazené na obr. .



Obr. 22) Deformácia uzavretého rámu [2]

Ako už bolo spomenuté, napätie v bočnej časti rámu je tvorené ťahom a ohybom. Ťahovú časť napätia je možné ľahko vypočítať. Pre výpočet ohybovej časti je nutné zistiť neurčitý ohybový moment  $M$ , ktorý je naznačený aj na obr. č. 22 Tento moment je možné v spomínanom kritickom mieste určiť vzťahom (32). V ňom je zahrnutý predpoklad, že uhol natočenia deformovaného rámu  $\Delta\varphi$  je v strede nulový.





Obr. 23) Prevedenie rámu na prútové teleso [2]

$$\Delta\varphi = \frac{1}{EJ_{12}} \int_0^{\frac{L}{2}} M dy + \frac{1}{EJ_{23}} \int_0^{\frac{b}{2}} \left( M - \frac{F_m}{2} x \right) dx = 0 \quad (32)$$

$\Delta\varphi$	- uhol natočenia	[rad]
$J_{12}$	- kvadratický modul prierezu bočnej časti rámu	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{23}$	- kvadratický modul prierezu spodnej a vrchnej časti rámu	[mm <sup>4</sup> ]
$M$	- neurčitý ohybový statický moment	[Nmm]
$L$	- dĺžkový rozmer neutrálneho obdĺžnika	[mm]
$b$	- šírkový rozmer neutrálneho obdĺžnika	[mm]
$F$	- zaťažujúca sila	[N]

Integráciou jednotlivých funkcií, postupným zjednodušovaním a následným vyjadrením neurčitého ohybového momentu bol získaný vzťah (33).

$$M = \frac{F_m \cdot b^2 \cdot J_{12}}{8 \cdot (L \cdot J_{23} + b \cdot J_{12})} \quad (33)$$

Tento vzťah pracuje s hodnotami kvadratického momentu prierezu hlavných častí rámu. Niektoré rozmery rámu sú dané zadaním a niektoré treba navrhnuť. Z predošlej kapitoly je známa veľkosť pracovného stolu, zdvih a zovretá výška. Rozmery, ktoré bolo nutné určiť sú  $h_1$ ,  $h_2$  a hrúbka plechu  $t_p$ . Pri hľadaní optimálnych hodnôt týchto rozmerov bol zvolený prístup, pri ktorom sa jednotlivé hodnoty odhadovali, a následne sa z nich vypočítali jednotlivé kvadratické momenty prierezu, ktoré boli potom dosadzované do vzťahu (34). Nakoniec z nich bolo určené celkové napätie v kritickom mieste rámu. Ten v sebe zahŕňa ťahové aj ohybové napätie v kritickom mieste. Za krátku dobu boli takýmto spôsobom zistené predbežné rozmery jedného plechu rámu. Po dosadení hodnôt  $h_1 = 400$  mm,  $h_2 = 1500$ ,  $t_r = 60$  mm,  $L = 6500$  mm,  $b = 2250$  mm do vzťahu (34) vyšlo maximálne napätie v kritickom mieste rámu nasledovne:

$$\sigma_r = \sigma_t + \sigma_o = \frac{F_m}{S_r} + \frac{M_1}{W_{or}} = \frac{10 \cdot 10^6}{2,16 \cdot 10^5} + \frac{2,9 \cdot 10^6}{1,43 \cdot 10^6} = 48,3 \text{ MPa} \quad (34)$$

$\sigma_r$	- celkové napätie v kritickom mieste	[MPa]
$\sigma_t$	- ťahová zložka napätia v kritickom mieste	[MPa]
$\sigma_o$	- ohybová zložka napätia v kritickom mieste	[MPa]
$S_r$	- prierez rámu v kritickom mieste	[mm <sup>2</sup> ]
$M_1$	- ohybový moment v kritickom mieste	[Nmm]
$W_{or}$	- prierezový modul plechu v ohybe v kritickom mieste	[mm <sup>3</sup> ]

Rozmery  $h_1$ ,  $h_2$  a  $t_c$  boli volené tak, aby  $\sigma_r \leq 50$  MPa, pretože vo vnútorných rohoch rámu dochádza ku koncentrácii napätia. Rozmery  $L$ ,  $b$  vyplývali zo zadania a z rozmerov  $h_1$ ,  $h_2$  a  $t_r$ .

#### 4.2.5 Návrh tvaru rámu v mieste koncentrácie napätia

Po určení predbežných rozmerov rámu bolo nutné určiť vhodný tvar vo vnútorných rohoch plechov rámu, kde sa koncentruje napätie. Toto koncentrovanie na týchto miestach predstavuje jednu z nevýhod uzavretých celistvých rámov. Ako je možné vidieť aj na obr. č. 24 na týchto kritických miestach sa používajú rôzne vhodné tvary za účelom zníženia koncentrácie napätia. V prevažnej väčšine sa jedná o vhodnú kombináciu na seba nadväzujúcich rádiusov. Nezáleží len na ich tvare, ale aj na ich veľkosti. Tá sa odvíja od veľkosti a usporiadania celého rámu.



Obr. 24) Záber na vnútorný roh rámu hydraulického lisu [11]

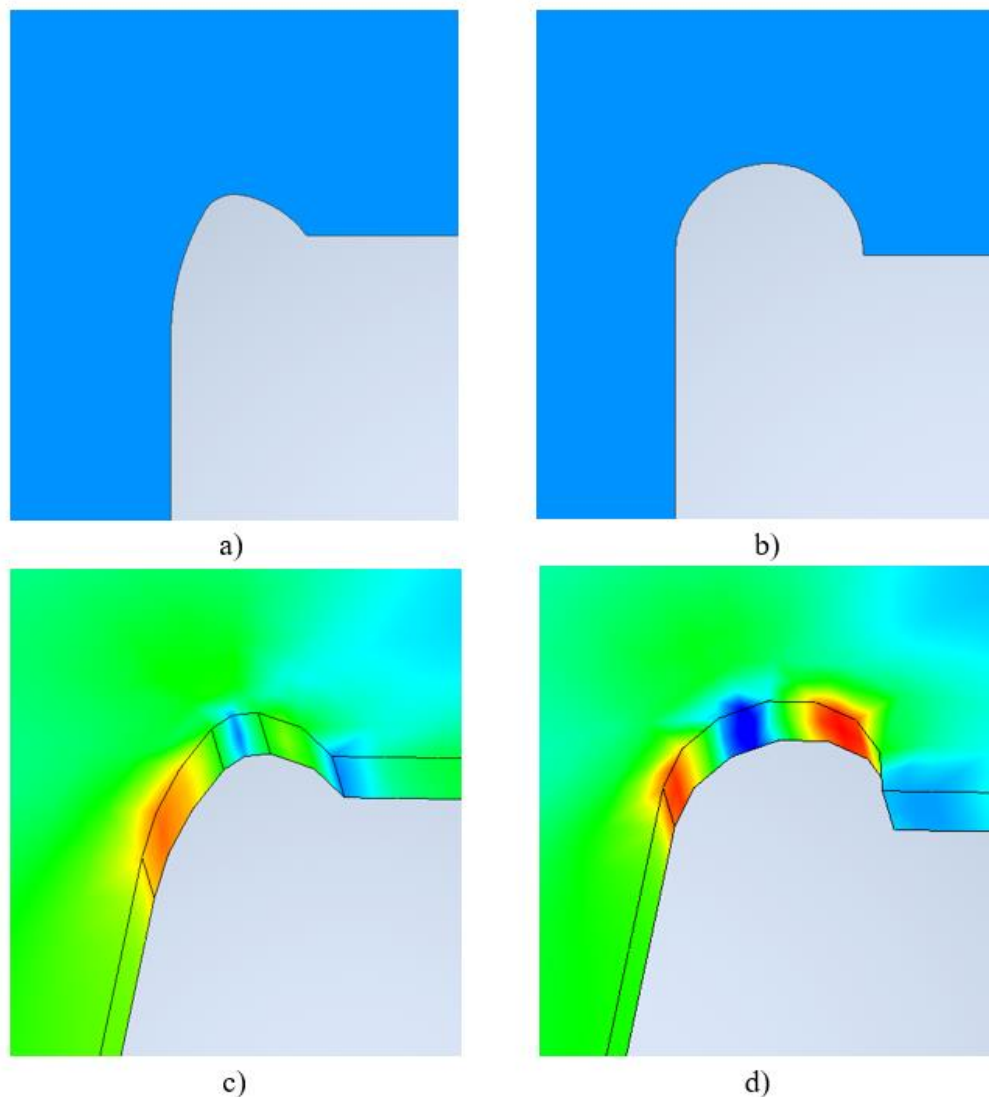
Aj tomto prípade bolo potrebné určiť vyhovujúcu geometriu tohto miesta a skontrolovať ju. Táto kontrola prebiehala v programe Autodesk Inventor, kde bol vymodelovaný nosný plech s predbežnými rozmermi. V jeho rohoch boli vymodelované rôzne tvary, a následne bol na tento plech v simulácii zaťažený. Pri voľbe tohto namáhania sa uvažovalo rovnomerné rozloženie napätie do všetkých šiestich plechov rámu.

Najskôr sa simuloval jednoduchý tvar, ktorý je možné vidieť na obr č. 25 b). Jedná sa len o jeden rádius. Jeho veľkosť bola počas simulácie optimalizovaná tak, aby sa v ňom

koncentrovalo napätie čo najmenej, ale aby zároveň nezaberal príliš veľa miesta. Čím väčší totiž je, tým je menšia oporná plocha, ktorá prenáša napätie.

Následne bolo porovnané napätie v rohu plechu a napätie v bočnej časti rámu. Takýmto spôsobom bolo zistené, že v tomto tvare je napätie približne 1,8 násobne väčšie, ako v bočnej časti plechu. Je to pomerne veľký súčiniteľ koncentrácie napätia, a preto bolo v simuláciách experimentované z ďalšími tvarmi, ktoré by mohli byť vhodnejšie. Priebeh napätia v ňom je znázornený na obr. č. 25 d).

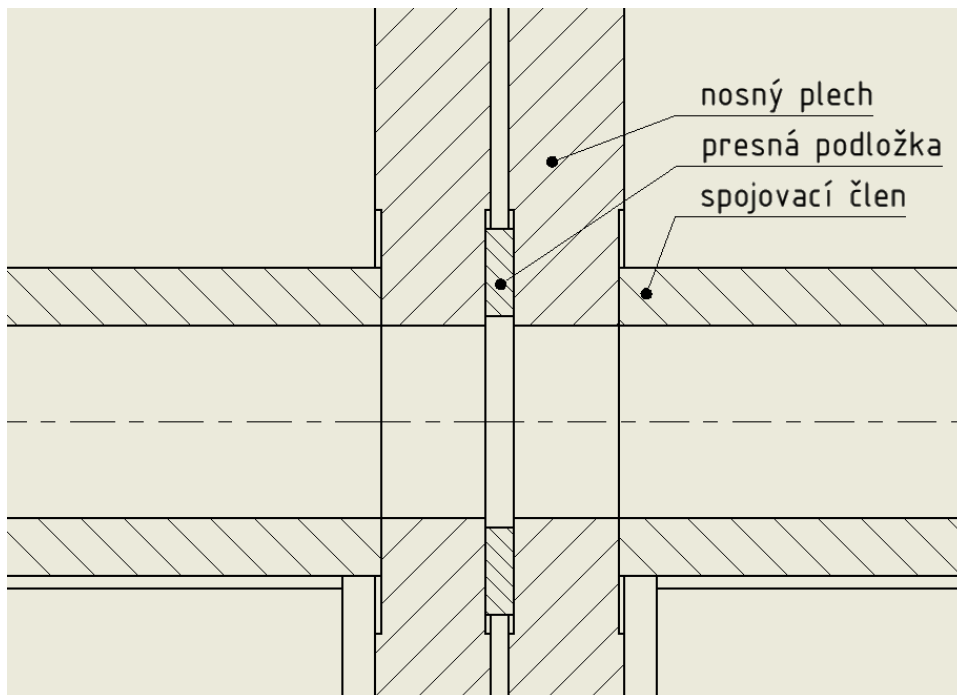
Nakoniec bol metódou pokus/omyl nájdený optimálny tvar, ktorý je možné vidieť na obr. č. 25 a). Ten dosahoval hodnotu súčiniteľa koncentrácie napätia približne 1,5. Na nižšiu hodnotu tohto súčiniteľa sa už nepodarilo dostať. Inšpiráciou pre tento tvar bol práve lis zobrazovaný na obr. č. 24. Jeho geometria pozostáva z troch na seba nadväzujúcich rádiusov. Tento tvar v porovnaní s minulým navyše zaberá trošku menej miesta, takže oporná plocha je o niečo väčšia. Priebeh napätia v ňom je znázornený na obr. č. c). Porovnania na obrázku vznikli tak, že sa do simulácie vložili dva plechy vedľa seba, ktoré boli zaťažené a zaväzbené rovnakým spôsobom. Plechy sa líšili len tvarom v ich vnútornom rohu. Preto farebná škála na obrázku zobrazuje rovnaké napätia.



Obr. 25) Porovnanie priebehu zaťaženia dvoch tvarov kútov v ráme

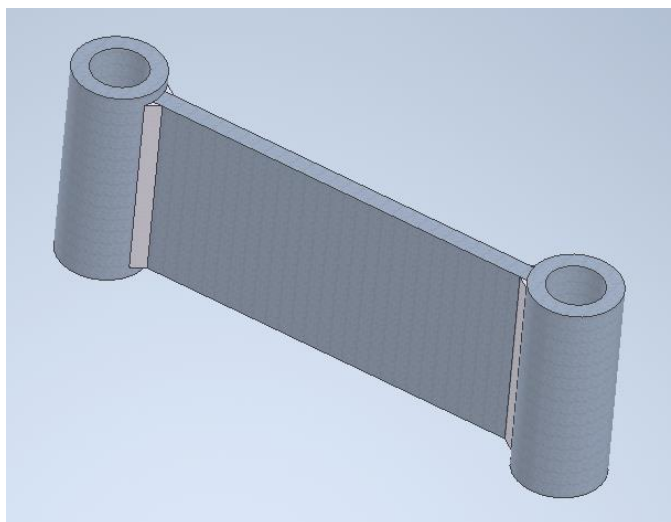
#### 4.2.6 Návrh jednotlivých spojovacích členov

Ďalej bolo nutné navrhnuť tvar a rozmery spojovacích členov, ktoré zaisťujú tuhosť celej konštrukcie. Jedná sa o trubky, ktoré majú v sebe dutinu pre svorník, ktorým sú plechy spojené dohromady. Tým pádom sú priskrutkované o nosné plechy, ktorých tolerancia hrúbky sa pohybuje v desatinách milimetru. Preto je nutné zabezpečiť ich presnú vzájomnú polohu. Toho bolo docielené prostredníctvom obrobenia miesta, kde sa pripája spojovací člen. Obrobenie je možné vidieť na obr. č. 26. Pre presnosť polohy sú aj medzi stredovými plechmi vložené na mieru vyrábané presné podložky.



Obr. 26) Detail miesta spojenia zdvojených nosných plechov

Pre väčšiu tuhosť boli vytvorené z trubiek, ktoré tvoria spojovacie členy dvojice, ktoré boli následne zvarené dohromady s ďalším prepojovacím plechom. Pre konštrukčné účely sa však tvary týchto členov líšia. Spodná a stredná časť rámu je spojená pomocou členov, ktoré majú tvar, ako je možné vidieť na obr. č. 27.

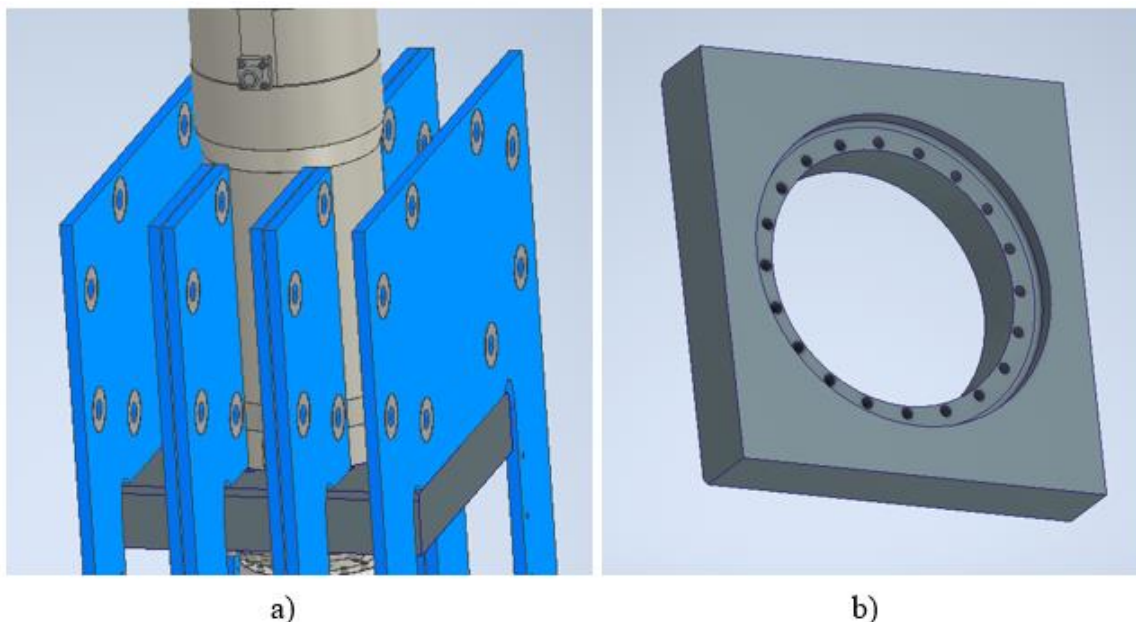


Obr. 27) Základný tvar spojovacieho členu

#### 4.2.7 Návrh usporiadania hornej časti rámu

Pred návrhom tvaru spojovacích členov v hornej časti rámu, bolo nutné navrhnuť miesto a spôsob uchytenia hydraulického valca. Pri tomto type konštrukcie je usporiadanie v hornej časti väčšinou také, že celý valec je umiestnený pod opornou plochou nosných plechov tak, ako je to na obr. č. 9 a). Horná časť rámu má tak veľkú tuhosť a tvar nosných plechov je jednoduchý. Toto riešenie má však nevýhodu v tom, že pomerne dosť zväčšuje výšku hydraulického lisu. V prípade malých zdvihov a malých dĺžkových rozmerov valca v pomere s rozmermi stroja je to často zanedbateľné. V tejto situácii by však výška valca s pripojovacími prvkami (cca 3000 mm) tvorila takmer 1/4 celej odhadovanej výšky stroja (cca 11000 mm) v prípade, ak by bol celý valec vsadený pod opornou plochou plechov. Z tohoto dôvodu bolo už od začiatku návrhu rozhodnuté, že sa je valec medzi nosné plechy v ich hornej časti. Toto riešenie je úplne bežné vtedy, keď je rám lisu tvorený dvomi masívnymi čelnými plechmi, ktoré sú k sebe buď primontované, alebo zvarené. Kdeže v tomto prípade sú plechy rozmiestnené na štyroch miestach, musí byť v stredných plechoch v hornej časti medzera pre valec. Toto je možné vidieť na obr. č. 28 a). Toto riešenie výrazne zmenšilo predbežnú výšku stroja (na cca 8000 mm), no na druhú stranu negatívne ovplyvnilo tuhosť hornej časti rámu.

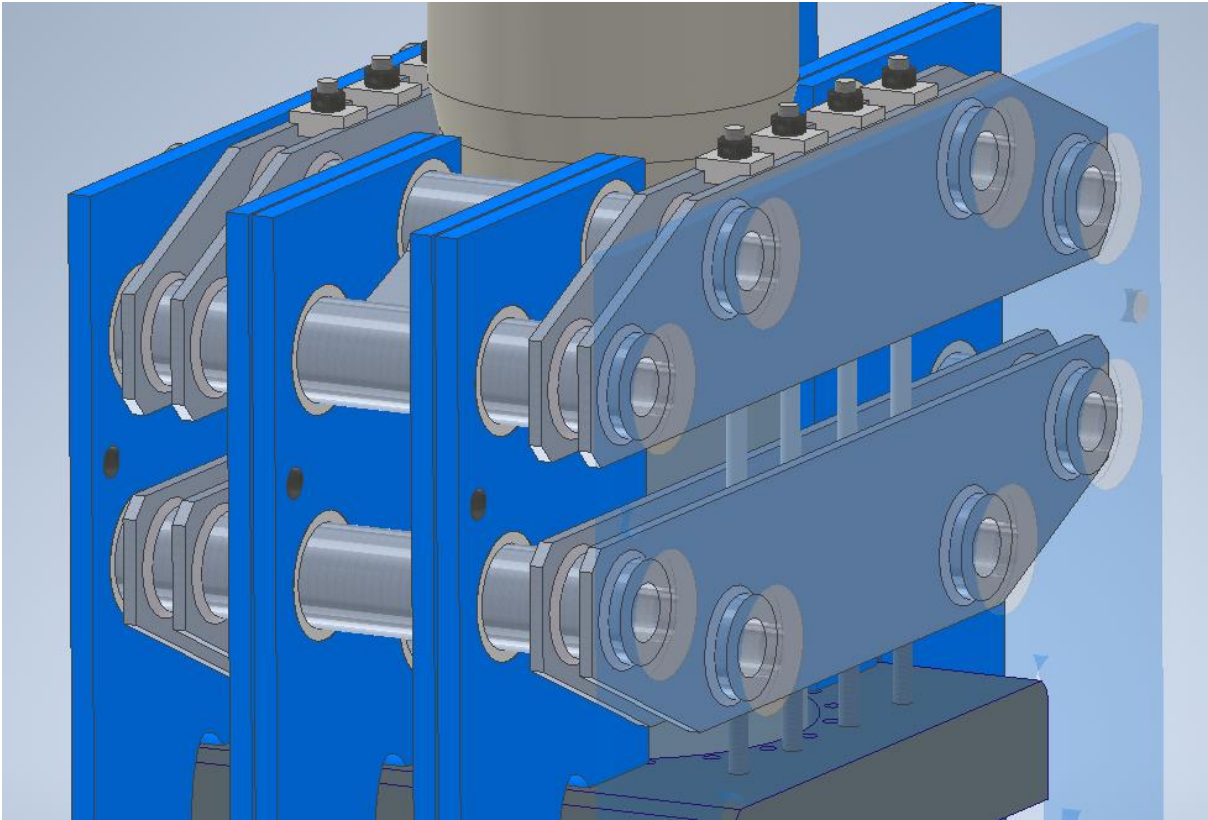
Pre tento prípad bolo nutné navrhnuť vhodnú opornú dosku, prostredníctvom ktorej je valec uchytený k stojanu a cez ktorú sa zaťaženie prenáša na rám. Dosku je možné vidieť na obr. č. 28 b). Nachádza sa v nej vybranie, do ktorého je vložená a priskrutkovaná prírubka valca. Toto vybranie nijak zásadne neovplyvňuje jej tuhosť a jemne znižuje výšku celého stroja. Celková hrúbka opornej dosky bola predbežne určená na 300 mm. Táto hodnota bola zvolená na základe hrúbok oporných dosiek hydraulických lisov s podobnými parametrami. Jej hodnota bola neskôr ešte skontrolovaná.



Obr. 28) Oporná doska a) a jej umiestnenie spolu s valcom v ráme b)

Horná časť rámu je spojená pomocou členov, ktoré môžeme vidieť na obr. č. 29. Voľba tohto tvaru má dva dôvody. Prvým je deformácia rámu v jeho hornej časti. Ako už bolo napísané, rám sa má tendenciu v tejto časti ohýbať od sily, ktorou naň pôsobí hydraulický valec. Keďže sú stredné nosné plechy rámu rozdelené, je nutné, aby spojovacie členy v týchto miestach dostatočne zachytávali sily, ktoré tam vznikajú. Druhým dôvodom je uchytenie opornej

dosky, ktorá slúži na uchytenie valca a rovnomernú distribúciu zaťaženia na všetky nosné plechy. Tento člen je pozváraný tak, aby oň bolo možné upevniť svorníky, ktoré opornú dosku prichycujú k rámu stroja. To je možné tiež vidieť z obrázku č. 29.



Obr. 29) Tvar a rozmiestenie spojovacích členov v hornej časti rámu

Uchytenie opornej dosky je realizované ôsmimi svorníkmi so závitom M 56x5,5 a s celkovou dĺžkou 1650 mm. Tieto svorníky zachytávajú celú spätnú silu  $F_s$  o hodnote 1500 kN a sily vyvolané hmotnosťou valca, opornej dosky, barana a nástroja. Preto bolo nutné skontrolovať ich veľkosť a hodnotu ich predpätia. Najskôr bola vzťahom (35) vypočítaná odhadovaná hmotnosť všetkých komponentov, ktoré svorníky držia.

$$m_{ck} = m_{obn} + m_h + m_{od} = 10 + 14,1 + 3,6 = 27,7 \text{ t} \quad (35)$$

$m_{ck}$	-	hmotnosť častí uchytených na svorníkoch	[t]
$m_{obn}$	-	odhadovaná hmotnosť barana a nástroja	[t]
$m_h$	-	hmotnosť hydromotoru	[t]
$m_{op}$	-	hmotnosť opornej dosky	[t]

Hmotnosť hydromotoru a opornej dosky bola odčítaná z programu Autodesk Inventor. Hmotnosť barana s nástrojom bola odhadnutá na základe hmotností týchto častí u podobných strojov.

Pre tento svorník bol zvolený materiál 5.8. V prílohe ccc možno nájsť tabuľku, ktorá udáva doporučený doťahovací moment pre danú veľkosť svorníku z tohto materiálu v hodnote 6200 Nm. Tento moment vyvolá vo svorníku osovú silu  $F_{os}$  o veľkosti približne 580 kN. Pri kontrole skrutkového spoja sa často zisťuje tuhosť skrutky a tuhosť príruby. V tomto prípade

by bolo výpočtové zistenie tuhosti príruby komplikované. Preto bolo vykonané len porovnanie zaťažujúcej sily a síl vo svorníkoch vzťahom (36).

$$k_F = \frac{F_{os} \cdot 8}{m_{ck} \cdot 9,81 + F_s} = \frac{580 \cdot 8}{27,7 \cdot 9,81 + 1500} = 2,6 \quad (36)$$

$k_F$	- pomer zaťažujúcej sily a síl v svorníkoch	[-]
$F_{os}$	- osová sila v dotiahnutom svorníku	[kN]
$F_s$	- spätná sila hydraulického valca	[kN]

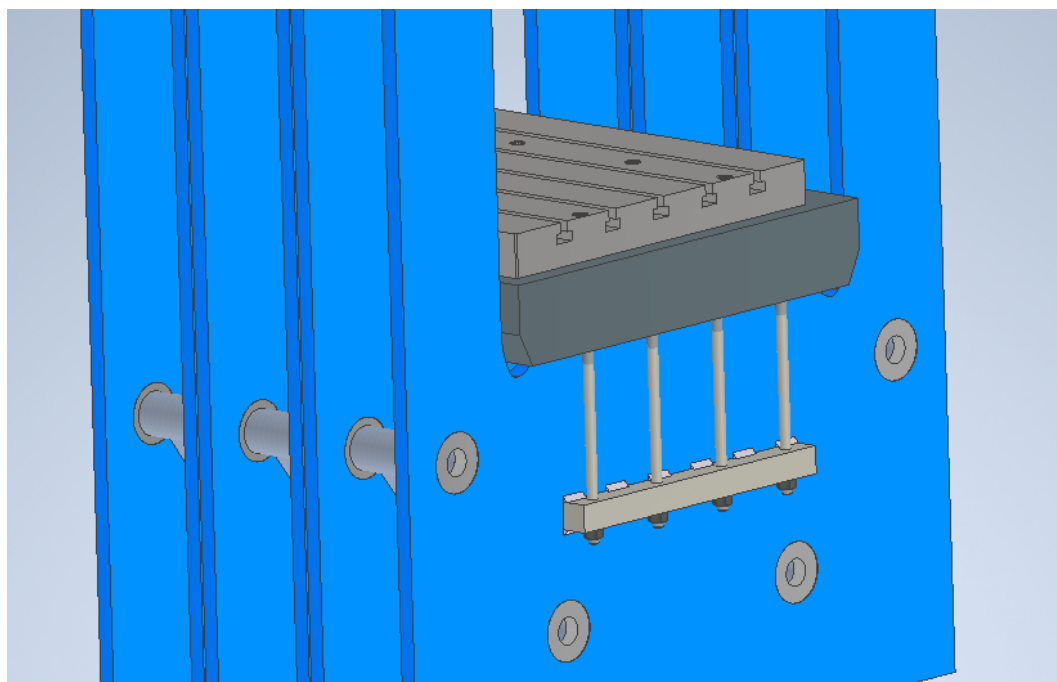
Osová sila vo svorníkoch je výrazne väčšia, než zaťažujúca sila, preto táto veľkosť svorníkov vyhovuje.

#### 4.2.8 Návrh usporiadania spodnej časti rámu

V spodnej časti rámu sa nachádza základová doska na ktorej je uchytený pracovný stôl. Služi na rovnomernú distribúciu napätia do spodnej časti rámu. V tomto prípade je základová doska položená na spodnej opornej ploche rámu, ktorá sa skladá zo šiestich nosných plechov. Jej hrúbka bola predbežne určená tak, ako v prípade vrchnej opornej dosky na základe odborných rád a porovnávania strojov podobných rozmerov na 300 mm.

Potom sa navrhovalo jej upevnenie k rámu. Najskôr padol návrh vyvrtáť diery so závitom do nosných plechov. Pri tomto riešení vznikla obava, či by miesta v tesnej blízkosti závitov v plechu dokázali zniesť tlakové namáhanie, ktoré na ne pôsobí bez deformácie. Pre túto obavu, a na základe riešení tohto problému na iných strojoch bolo rozhodnuté, že oporná doska je krámu pripevnená prostredníctvom svorníkov a platne ktorá je prizváraná k predným nosným plechom. To je vyobrazené na obr. č. 30. Toto riešenie zároveň poskytuje dobrý prístup počas montáže a demontáže základovej dosky.

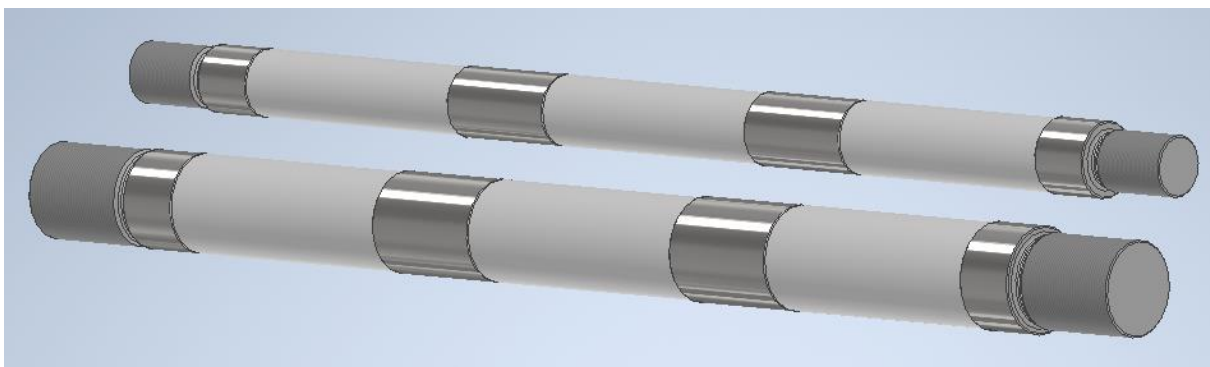
Spodná časť je namáhaná podobne, ako vrchná. Napriek tomu sa tu použili jednoduché tvary spojovacích členov, aké môžeme vidieť na obr. č. 27. Je to z toho dôvodu, že stredné plechy nie sú v tejto časti rozdelené tak, ako na vrchu. Preto tu má rám väčšiu tuhosť.



Obr. 30) Uchytenie základovej dosky k rámu stroja

#### 4.2.9 Návrh svorníku a matice

Rám lisu je zmontovaný prostredníctvom spojovacích členov, matíc a svorníkov. Tie sa taktiež významným spôsobom podieľajú na tuhosti celej konštrukcie. Tá je na rôznych miestach namáhaná rôznymi spôsobmi. To isté platí aj pre svorník. Ten je najviac zaťažený v hornej časti rámu, pretože tá má tendenciu rozovierať sa práve kvôli rozdeleným stredným nosným plechom. Svorníky spolu so spojovacími členmi majú za úlohu deformáciu hornej časti rámu minimalizovať. V strednej a dolnej časti sú namáhané menej. Kvôli tomuto faktoru boli v ráme použité dve veľkosti svorníkov s tým, že dĺžkové rozmery sú pri oboch rovnaké (s výnimkou v oblasti závitov). Tie je možné vidieť na obr. č. 31. Dimenzovať ich rozmer na základe výpočtov s okrajovými podmienkami by bolo pomerne zložité. Preto bola veľkosť menšieho z nich navrhnutá na základe odborných rád a inšpirácie z ostatných lisov s podobným rámom. Rozmery väčšieho svorníku boli odhadnuté na základe namáhania, ktorého konkrétne parametre boli určené zo simulácie vykonanej na zjednodušenom modeli rámu.

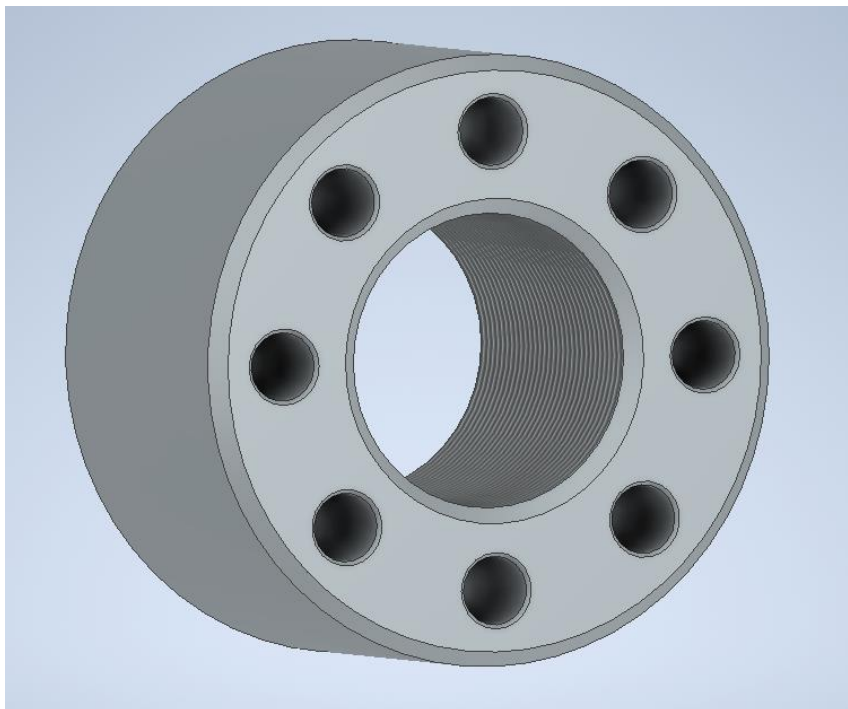


Obr. 31) Svorníky

Závity na krajoch menšieho svorníku majú veľkosť M 80x3. Z obrázku č. 31 je vidno, že na svorníku sa nachádzajú štyri hlavné priemery o veľkosti 100, 96, 92 a 88 mm. Závity na krajoch väčšieho svorníku majú veľkosť M 125x4 a hlavné priemery majú hodnotu 140, 136, 132 a 128 mm. Tieto rozmery sa nachádzajú aj v otvoroch rámu. Toto odstupňovanie priemerov má zmysel pri montáži rámu. Jednotlivé priemery rovnakej hodnoty rámu aj svorníku sú navzájom zatolerované tak (H8/g7), aby svorníky zabezpečovali v rámci možností presnú polohu nosných plechov pri montáži a demontáži. To znamená, že pri montáži môže nastať kvôli montážnym nepresnostiam potreba jemného zalisovania svorníku do rámu. Vďaka odstupňovaniu jednotlivých priemerov sa veľká časť svorníku do rámu jednoducho vloží, a následne sa nalisuje len na malej dráhe (cca 150 mm).

Na obrázku č. 32 je možné vidieť maticu, ktorou sa sťahuje svorník. Tá má po obvode vyvítané otvory kvôli jej doťahovaniu.





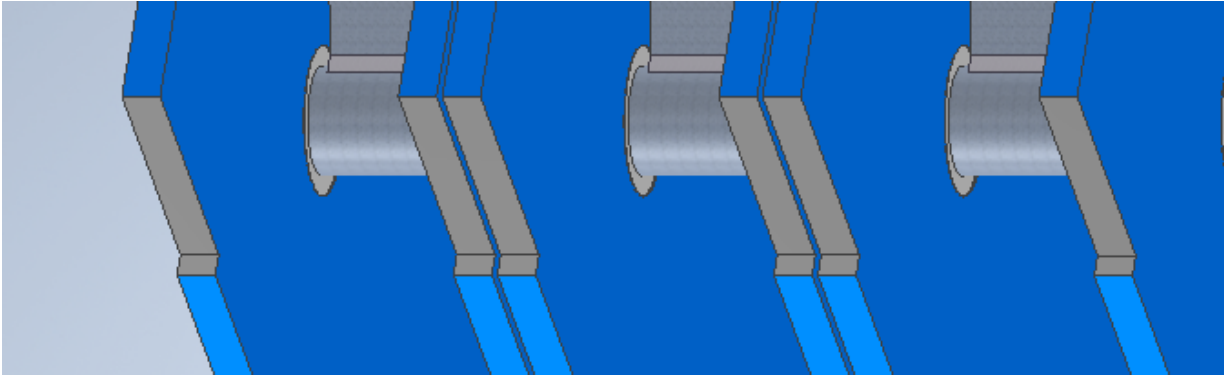
Obr. 32) Matica

#### 4.2.10 Návrh upevnenia stroja do základov

Ukotvenie tvárniaceho stroja k základu môže mať viacero podôb. Väčšinou sa však jedná o situáciu, kedy je stojan pomocou svorníkov pripevnený do železobetónového základu. Niekedy býva ešte medzi stojanom a základom určité oceľové nosníky, ktoré môžu mať viacero účelov (napríklad zabezpečenie presnej polohy a pod.). To je možné vidieť aj na obr. č. 6. Pri ukotvení rámu stroja treba uvažovať aj s jeho deformáciou. V praxi sa občas stalo, že pri nevhodne navrhnutom riešení dochádzalo k postupnému vytrhávaniu, alebo uvoľňovaniu svorníkov, ktorými bol stojan pripevnený k základu.

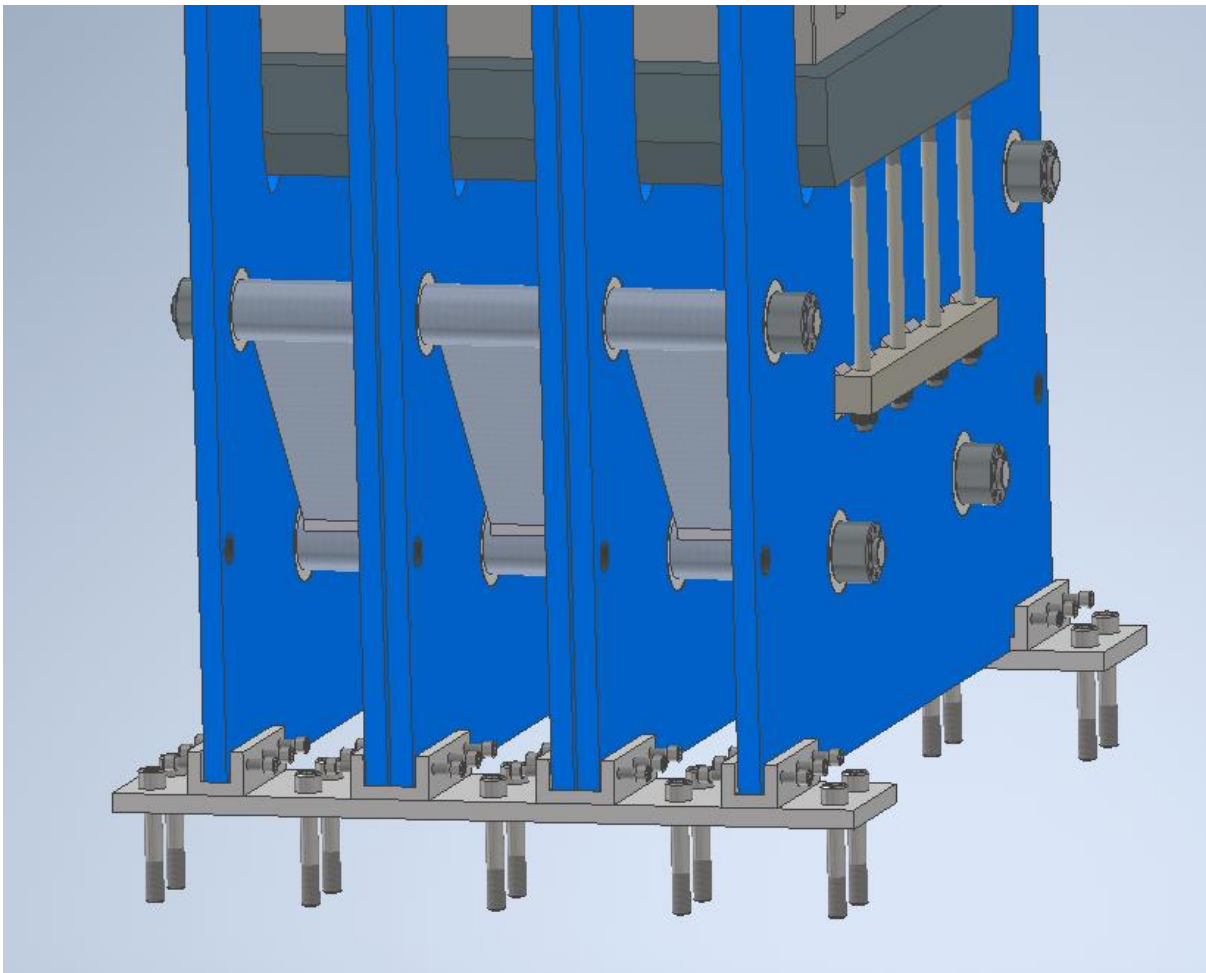
Skladané konštrukcie bývajú často uchytené na krajoch stojana. Uchytenie menších lisov je často realizované prostredníctvom pätiiek, ktoré sú privarené na krajoch rámu. Cez tieto pätky potom ide svorník, ktorý je upevnený v železobetónovom základu. Medzi pätkou a základom býva ešte podložka. U väčších strojov sa medzi rámom a základom nachádzajú už spomínané nosníky. Tieto riešenia majú spoločné to, že v strednej časti stojana je často medzera medzi rámom a základom. Tá slúži ako priestor pre deformáciu.

V tomto prípade bolo rozhodnuté, že stroj je k základu upevnený taktiež na dvoch krajných miestach. Upevnenie sa skladá z platne hrubej 50 mm, ktorá sa skrutkuje k základu. Na nej sa nachádzajú členy, do ktorých sú vložené jednotlivé nosné plechy, ktoré sú na dotkových plochách obrobené. Tieto miesta je možné vidieť na obr.č. 33.



Obr. 33) Obrobené miesta na kraji rámu

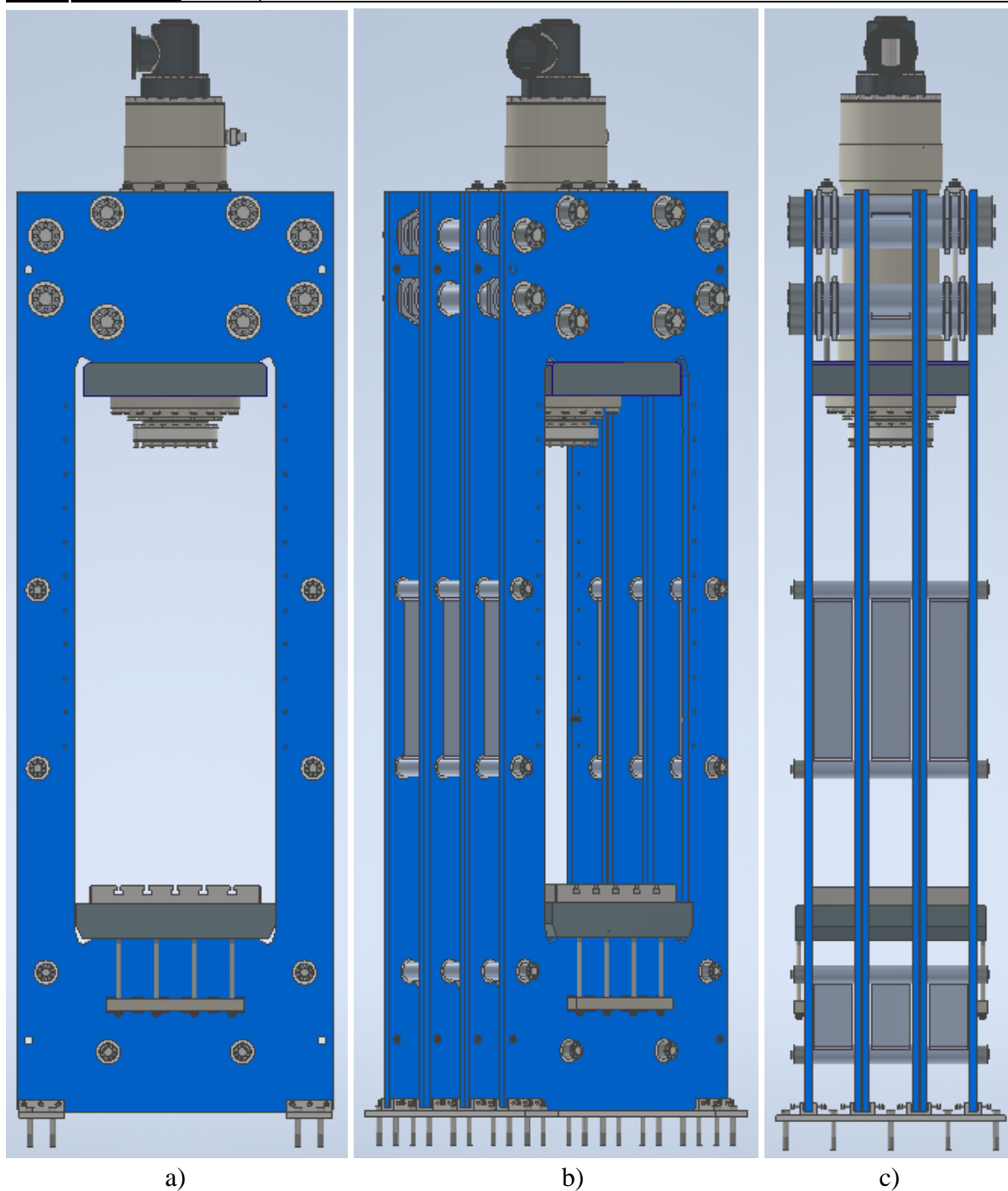
Plechý sú po vložení do dosadacích členov a po správnom napoložení rámu upevnené dotiahnutím daných skrutiek. Dosadacie členy sú k základovej platni taktiež priskrutkované. Toto pomerne jednoduché riešenie je možné vidieť na obr. č. 34.



Obr. 34) Ukotvenie rámu stroja

#### 4.2.11 Orientačná statická analýza rámu lisu

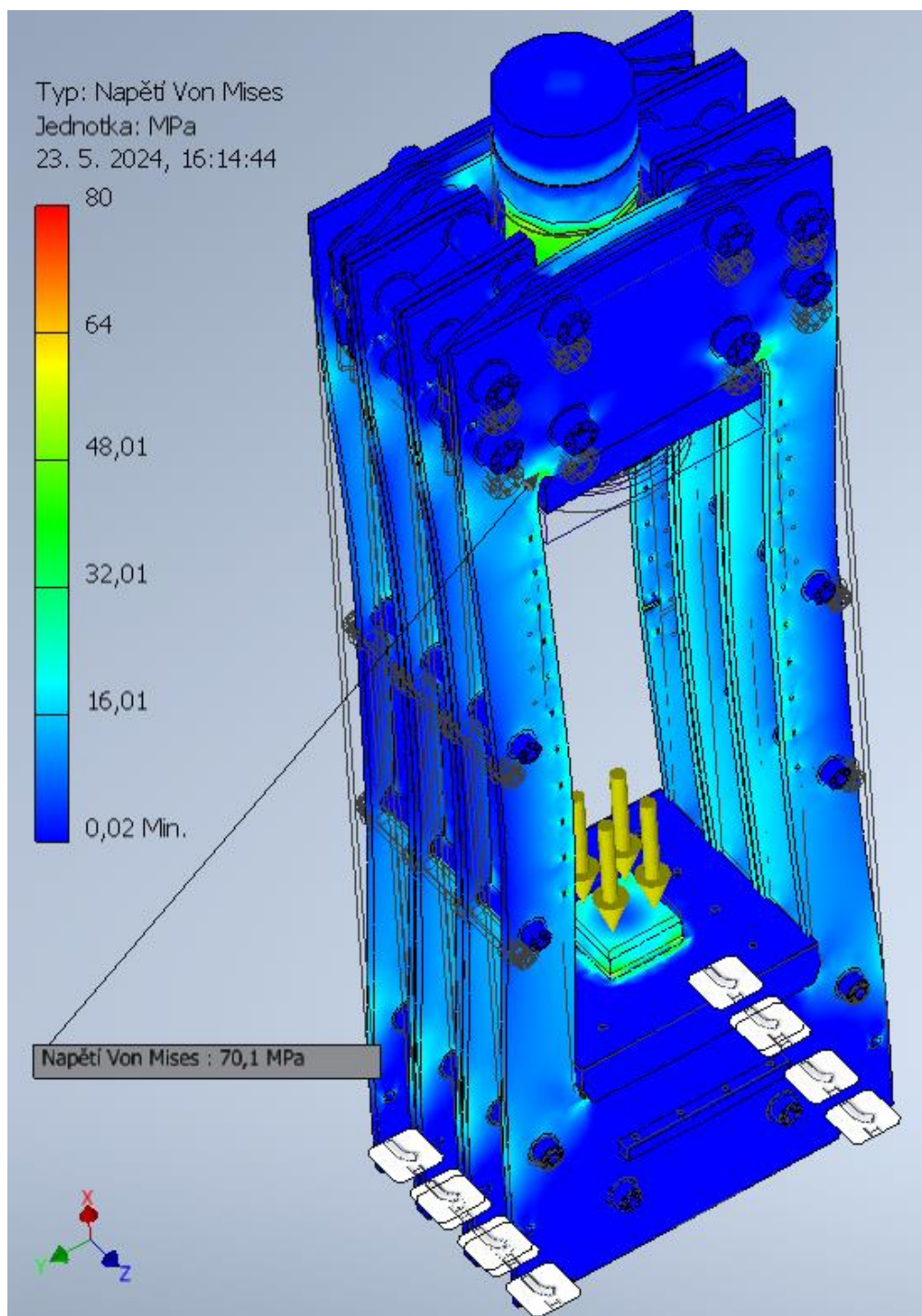
Celý rám aj s hydraulickým valcom je možné vidieť na obrázku č. 35. Na nosných plechoch v hornej a dolnej časti konštrukcie možno vidieť otvory v ktorých sa nič nenachádza. Je tomu tak, pretože slúžia na uchopenie nosných plechov pri montáži, demontáži a preprave rámu. Ich poloha bola zámerné volená tak, aby boli v mieste, kde sa nekoncentruje napätie.



Obr. 35) Rám stroja s hydraulickým valcom z rôznych pohľadov

Následne bola vykonaná veľmi zjednodušená statická analýza v programe Autodesk Inventor.. Zaťaženie bolo simulované na hydraulický valec a na základovú dosku. Hlavným cieľom bolo zistiť správnosť hodnôt predbežných rozmerov rámu (okrem veľkosti svorníkov). Zistilo sa, že predbežná hrúbka vrchnej opornej platne a základovej dosky bola stanovená správne, pretože obe zabezpečujú rovnomerné rozloženie zaťaženia do jednotlivých plechov. Ďalej bolo odhalené, že predbežná šírka nosných plechov (400 mm) nie je dostatočná, pretože sa v rohoch lisu koncentrovalo príliš veľké napätie. Pri tomto zistení sa ešte experimentovalo z geometrickým tvarom v tomto mieste, ale ten pôvodný dosahoval aj tak najlepších výsledkov.

Z tohto dôvodu bola šírka nosných plechov stanovená na 500 mm, pretože pri tejto hodnote už napätie v rohoch rámu nepresahovalo 80 MPa. Túto situáciu je možné vidieť na obr. č. 36.



Obr. 36) Simulácia zaťaženia rámu

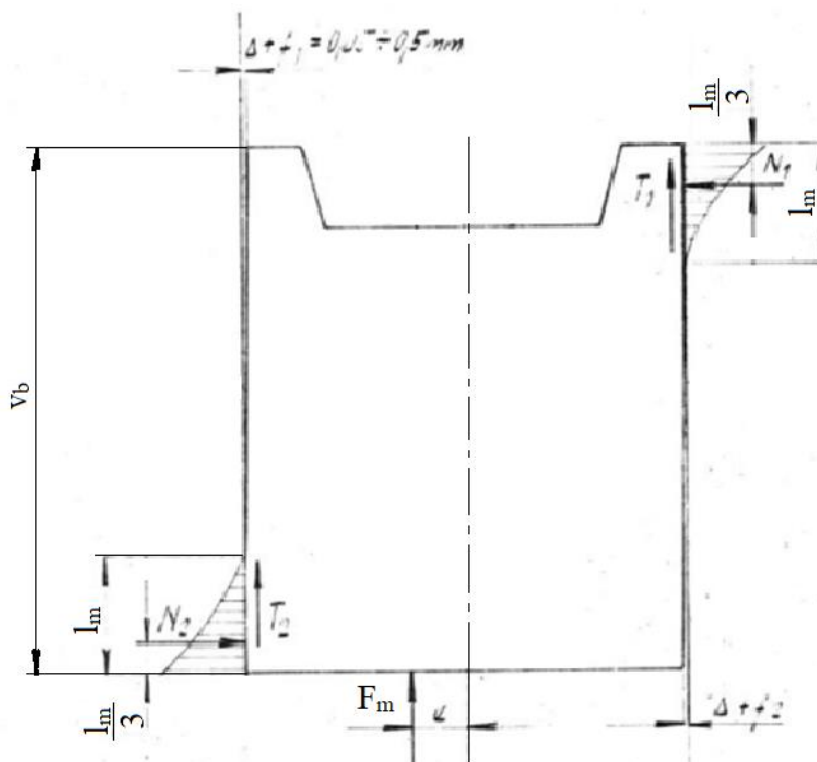
Keďže nastavenie kontaktov v simulácii neodpovedalo úplne realite, táto simulácia neodpovedá na otázku vhodnosti rozmerov svorníkov. Naznačuje však možný vhodný tvar spojovacích členov v hornej časti rámu. Tie v tejto simulácii dostatočne zachytili ohybové napätie, ktorým je namáhaná horná časť rámu. Vhodnosť ich tvaru a správna veľkosť by sa však museli ďalej overovať v simulátoroch na to vhodných. To však už nebolo predmetom tejto práce.

### 4.3 Návrh vedenia barana

V zásade existujú dva druhy vedenia barana, a to valivé a klzné. Pre tieto podmienky bolo na základe rady odborníka vybrané pravouhlé osemboké klzné vedenie. Toto vedenie má veľkú únosnosť a často sa používa pre jeho jednoduchosť. Tretia plocha pri tomto vedení sa nachádza medzi baranovou a rámovou lištou, pričom sa volí vhodná kombinácia trecích materiálov tak, aby sa baranová lišta opotrebovávala skôr, ako tá rámová.. Po určitom medznom opotrebení sa baranová lišta vymieňa. Na tvárniacich strojoch pri klznom vedení musí byť takmer vždy možnosť nastavenia vôle vo vedení barana. Jej veľkosť závisí na type vedenia, ale väčšinou sa pohybuje v desatinách mm.

Pri vedení barana je potrebné určiť šírku a výšku styčnej plochy vedenia. Tá sa odvíja od výšky a šírky barana a od materiálovej dvojice lišt použitej vo vedení. Na základe rozmerov baranov na podobných strojoch a odborných rád bola stanovená výška barana na 1200 mm. Jeho šírka je daná rozmermi pracovného stola a konštrukciou rámu.

Vždy sa vedenie dimenzuje na slabší z dvojice materiálov v ňom použitých, v tomto prípade sa jedná o bronz. V niektorej literatúre sa môžeme stretnúť s maximálnym dovoleným tlakom pre bronzové lišty o hodnote 30 MPa. S touto hodnotou bolo počítané aj v tomto prípade. Jedným z dôvodov je aj ten, že v realite časť zaťaženia poniesú vodiace pásy v hydraulickom valci. Navyiac sa počíta s tým, že baranové lišty sa pravidelne menia.



Obr. 37) Rozmiestenie zaťaženia v klznom vedení barana [19]

Výpočet plochy vedenia barana vychádza aj zo zadanej excentricity. Pri tomto type vedenia existuje predpoklad, že zaťaženie sa vo vedení rozkladá tak, ako je tomu na obr. č. 37. To má kvadratický priebeh, ktorý možno zjednodušiť na trojuholníkový priebeh. Reakcie  $N_1$  a  $N_2$  preto pôsobia v  $1/3$  dĺžky  $l_m$  od kraja barana. Dĺžka  $l_m$  sa určuje rôzne. V odbornej literatúre je možné nájsť rozpätie od  $1/3$  do  $1/8$  dĺžky barana. Na základe odborných rád bola dĺžka  $l_m$  zvolená ako  $1/3$  dĺžky barana.

Najskôr bolo nutné určiť veľkosti reakcii  $N_1$  a  $N_2$ . Tie majú rovnakú hodnotu a boli určené z konštrukcie vedenia a momentovej rovnováhy v ňom vzťahom (37).

$$N_{1,2} = \frac{F_m \cdot e}{4 \cdot \left(\frac{v_b}{2} - \frac{l_m}{3}\right)} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 200}{4 \cdot \left(\frac{1200}{2} - \frac{400}{3}\right)} = 1071400 \text{ N} \quad (37)$$

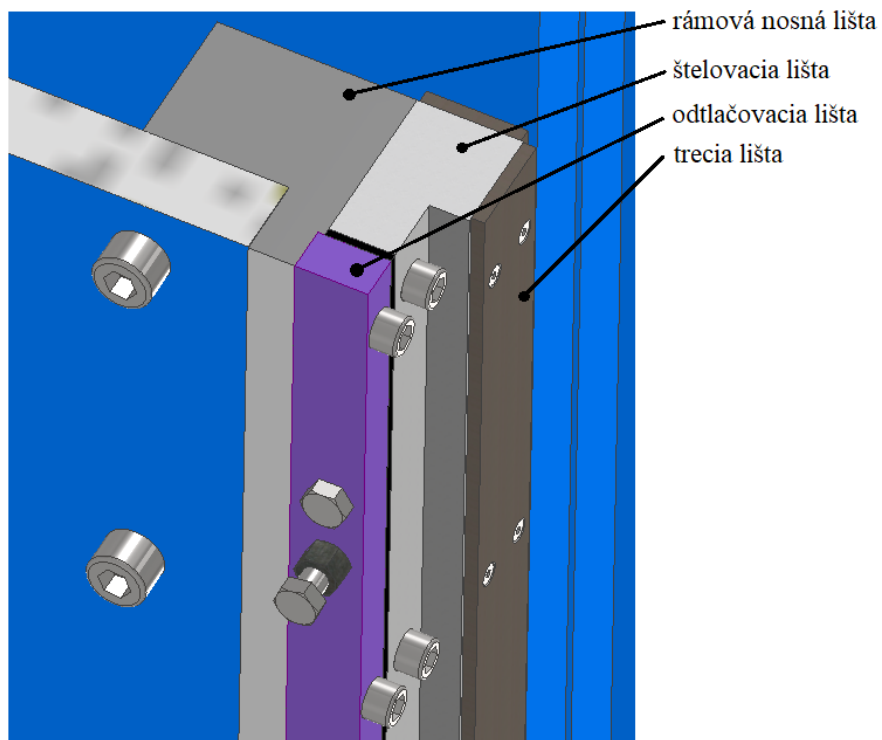
$v_b$	-	výška barana	[mm]
$l_m$	-	výška časti vedenia	[mm]
$e$	-	excentricita	[mm]

Vďaka znalosti veľkosti reakcie mohla byť vypočítaná minimálna šírka vedenia vzťahom (38)

$$\check{s}_m = \frac{N_{1,2}}{l_m \cdot \sigma_{dd}} = \frac{1071400}{400 \cdot 30} = 89,2 \text{ mm} \quad (38)$$

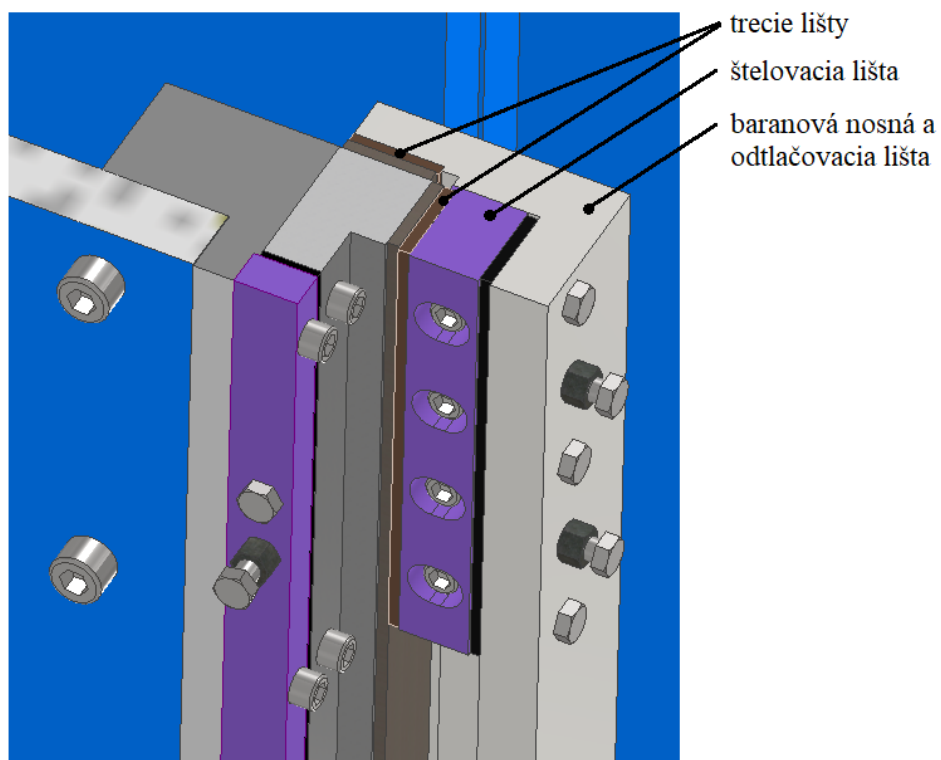
$\check{s}_m$	-	minimálna šírka vedenia	[mm]
$\sigma_{dd}$	-	dovolené dotykové napätie vo vedení	[mm]

Na základe týchto výpočtov bola šírka vedenia na 100 mm. Ako už bolo spomenuté, vôľa v klznom vedení barana musí byť vždy nastaviteľná. Je tomu tak preto, lebo baran musí byť vedený veľmi presne, a to by bolo veľmi obtiažne dosiahnuteľné bez možnosti nastavenia vôle vo vedení. Keďže sa jedná o pravouhlé osemboké vedenie, vôľu je potrebné nastavovať v dvoch na seba kolmých smeroch. Zároveň je nutné, aby toto nastavenie bolo dobre dostupné. Vzhľadom na konštrukciu lisu boli rámové lišty s vedením upevnené na krajné plechy. Usporiadanie upevnenia je možné vidieť na obr. č. 38. Vedenie v časti rámu pozostáva zo štyroch hlavných častí. Celé je upevnené k rámu prostredníctvom rámovej nosnej lišty, na ktorej sú upevnené ostatné členy. Tá je k rámu pripevnená skrutkami o veľkosti M 30. Má nabrúsené niektoré plochy aby zabezpečovala potrebnú presnosť vedenia. Na nej je ďalej upevnená odtlačovacia lišta, ktorá je k nosnej taktiež upevnená skrutkami. Obsahuje odtlačovacie a priťahovacie skrutky. Tie slúžia na nastavenie štelovacej lišty, na ktorej sú upevnené trecie lišty. Presnú polohu jednotlivých lišt zabezpečujú kolíky a perá.



Obr. 38) Rámová časť osembokého vedenia

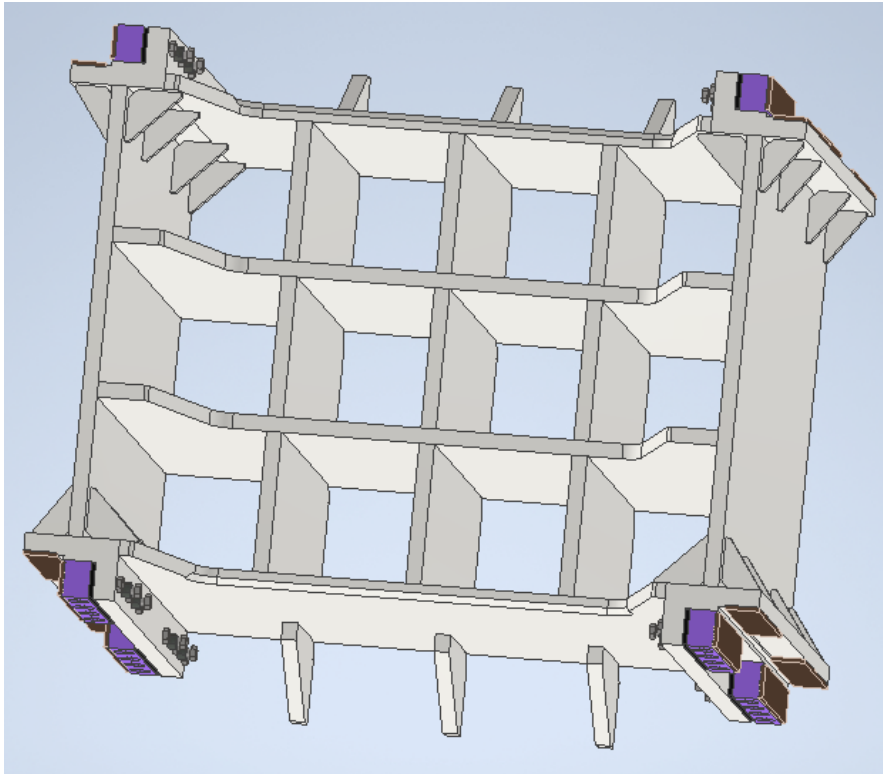
Na obr. č. 39 je možné vidieť baranovú nosnú lištu, ktorá zároveň v tomto prípade slúži aj ako odtlačovacia lišta. Tá je súčasťou barana a do určitej miery definuje aj jeho tvar. Správna poloha prvkov nachádzajúcich sa na nej je, ako aj v predošlom prípade zabezpečená kolíkmi a perami. Ako je vidno na obr. č. 39, vôľa vo vedení sa dá nastaviť v oboch na seba kolmých smeroch.



Obr. 39) Rámová a baranová časť osembokého vedenia

#### 4.4 Návrh barana

V praxi je možné stretnúť sa s baranmi vyrábanými rôznymi spôsobmi. Najčastejšie sa však jedná o odliatky, alebo zvarky. Pri tomto produkte sa jedná o kusovú, prípadne malosériovú výrobu. Preto bol baran navrhovaný ako zvarok, ktorý sa skladá z upínacej dosky a z tela barana. Ich tvar a veľkosť je do veľkej miery daná rozmermi pracovného stola (1500 x 1500 mm) a rozmiestnením rámových vodiacich lišt. Spodná upínacia plocha barana má rovnaké rozmery, ako pracovný stôl. V spodnej časti je privarená k telu barana. To je vyprofilované a pozvárané z jednotlivých plechov tak, aby bola tuhosť celej konštrukcie optimálna. Rozmiestnenie jednotlivých plechov tela barana je možné vidieť na obr. č. 40.

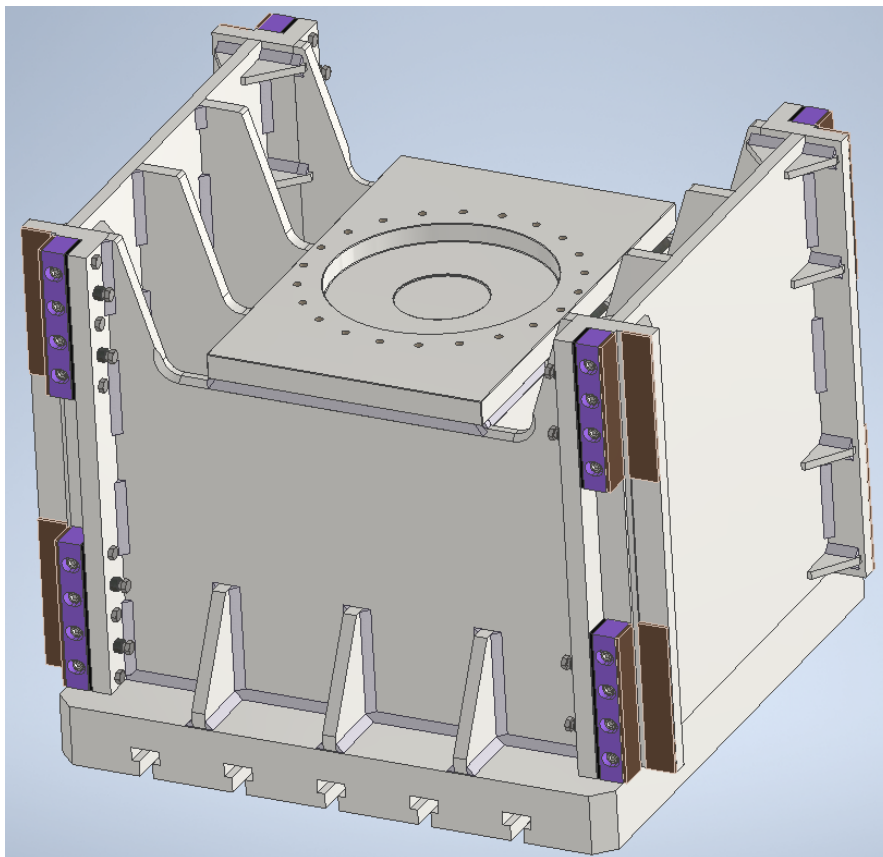


Obr. 40) Telo barana vyskladané z plechov a lišt vedenia

Na obr. č. 41 je vidno, že upínacia doska jemne pretŕča vzhľadom na predný plech. To je dané geometrickým usporiadaním rámu. V rohoch barana je navarená lišta, na ktorej sa nachádza jeho vedenie. Táto nosná lišta je jeho neoddeliteľná súčasť. Po určitom čase používania dochádza pri klznom vedení k opotrebeniu lišt, ktoré sú z mäkkšieho materiálu. Tie sa nachádzajú väčšinou na barane, pretože je tak ich výmena jednoduchšia. Inak tomu nie je ani v tomto prípade.

V hornej časti barana je privarená platňa, v ktorej je uchytená piestnica hydraulického valca. Toto spojenie je realizované tak, že počas lisovania sa valec do platne zapiera prostredníctvom prednej plochy. Pri spätnom pohybe sa sila preniesť skrz zaskrutkovanú prírubu s deleným medzikružím vo vnútri. Celý zvarový baran je možné vidieť na obr. č. 41.

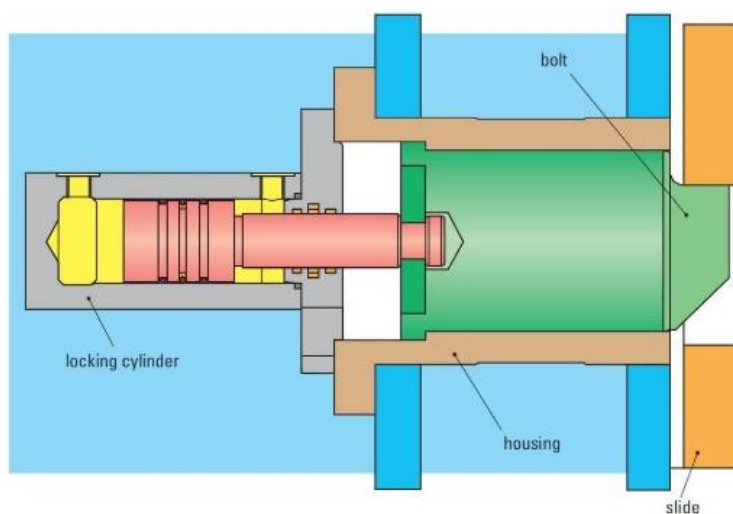




Obr. 41) Pozváraný baran

#### 4.5 Výpočet a návrh aretácie barana

Pre každý hydraulický lis je vhodné a často aj nutné, aby poskytoval možnosť aretácie barana. Tie sú rôzne. Pri hydraulických lisoch sa najčastejšie používajú dve riešenia. Prvým riešením je aretácia pomocou aretačnej tyče, ktorej jedna časť je upevnená v hornej časti barana. Táto tyč prechádza cez mechanizmus, v ktorom sa nachádzajú aretačné klíny. Mechanizmus je upevnený v hornej časti rámu. Tieto klíny sú navrhnuté tak, aby boli pri spustení schopné zadržať aretačnú tyč, a tým jej zabrániť v posuve. Pretože je tyč pevne spojená s baranom, ten je zaaretovaný tiež.



Obr. 42) Princíp aretácie čapom [20]

Druhou možnosťou, s ktorou je možné stretnúť sa v praxi je aretačný kolík. Ten je umiestnený v puzdre, alebo vedení. V prednej časti je namontovaný hydraulický valec, ktorého piestnica je priamo spojená s aretačným kolíkom. Tá posúva kolík do požadovanej polohy. Aretácia prebieha tak, že baran príde do určitej výšky, v ktorej hydraulický valec zasunie kolík do na to určeného otvoru. Takto je baran bezpečne zaistený proti pohybu nadol vyvolanému gravitáciou. Tento mechanizmus je možné vidieť na obr. č. 42.

Pre výpočet veľkosti aretačného kolíku je nutné poznať zaťaženie, ktorému musí odolať. Toto zaťaženie pozostáva z hmotnosti barana a nástroja. Hmotnosť barana bola odčítaná z programu Autodesk Inventor. Jej hodnota je približne 6500 kg. Maximálna hmotnosť hornej časti nástroja bola po konzultácii s odborníkom stanovená na 5000 kg.

Pre aretačný kolík bola vybraná oceľ E 360 (EN 10070). Pre výpočet bola potrebná medza klzu, ktorá má pre túto oceľ hodnotu  $R_{emin} = 285$  MPa. Následne sa určilo maximálne dovolené napätie. Aretačný kolík je namáhaný na strih. Preto bolo nutné zistiť dovolené napätie v šmyku vzťahom (39).

$$\tau_D = 0,6 \cdot \sigma_D = 0,6 \cdot \frac{R_{emin}}{k} = 0,6 \cdot \frac{285}{3} = 57 \text{ MPa} \quad (39)$$

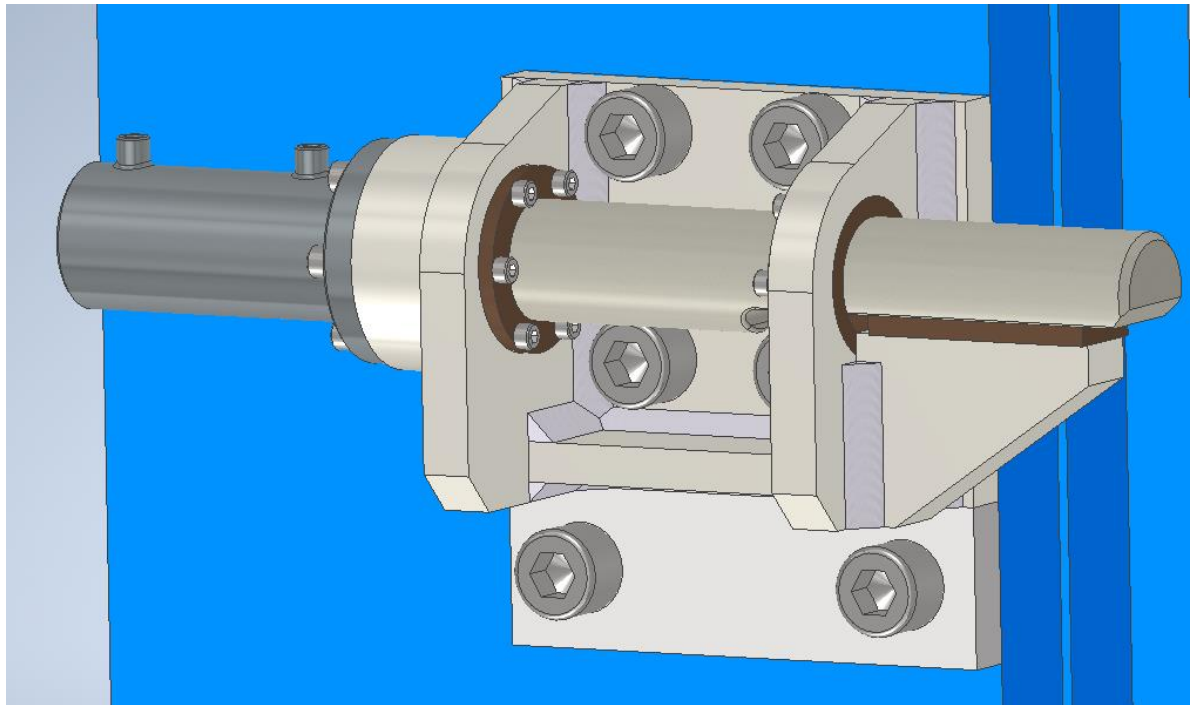
$\tau_D$	-	dovolené napätie v šmyku	[MPa]
k	-	zvolená bezpečnosť	[-]
$\sigma_D$	-	dovolené napätie v ťahu/tlaku	[MPa]
$R_{emin}$	-	minimálna medza klzu	[MPa]

Ďalej bolo nutné vypočítať minimálnu strižnú plochu. Tá sa získala vzťahom (40).

$$S_{min} = \frac{m_{bn} \cdot g}{\tau_D} = \frac{11500 \cdot 9,81}{57} = 1979 \text{ mm}^2 \quad (40)$$

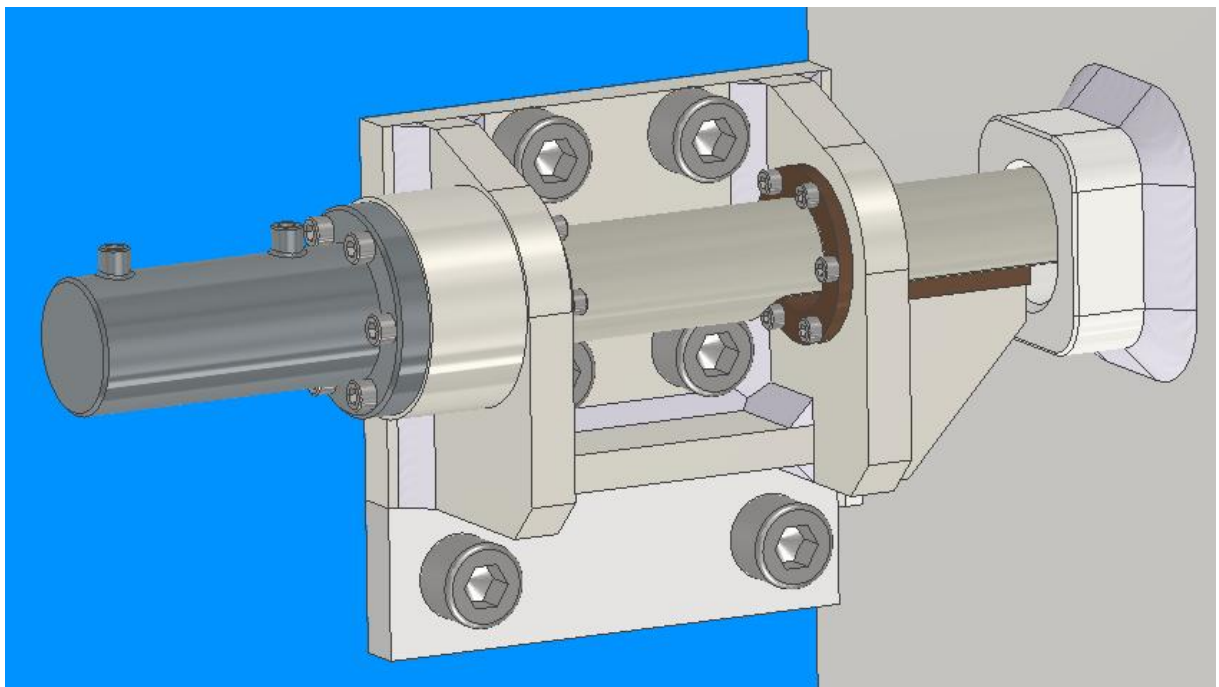
$S_{min}$	-	minimálna strižná plocha	[mm <sup>2</sup> ]
$m_{bn}$	-	hmotnosť barana a nástroja	[kg]

Na základe vypočítanej minimálnej strižnej plochy a rád odborníka bol vymodelovaný návrh aretačného mechanizmu barana. Ten je možné vidieť na obr. č. 43. Aretačný kolík je kruhová tyč, ktorá je v jednej polovici na jej spodnej strane ofrézovaná do roviny. Táto rovina slúži na vedenie v časti, ktorá je bližšie barana. Kolík je v zadnej časti vedený bronzovými puzdrami, ktoré sú namontované na zvaranej nosnej konštrukcii celého mechanizmu. V zadnej časti možno vidieť náčrt hydraulického valca, ktorý ovláda aretačný kolík. Ten je v zadnej časti spojený s piestnicou valca. Celá konštrukcia je krámu priskrutkovaná skrutkami M30, ktoré sú na druhej strane upevnené maticou, pretože v ráme nemohol byť závit kvôli koncentrácii napätia. Na spodnej strane možno vidieť plech priskrutkovaný dvoma skrutkami, na ktorom je konštrukcia položená. Jeho presná poloha vzhľadom na rám je zabezpečená perom, pretože zaisťuje správnu polohu celého mechanizmu. Takéto pomerne komplikované riešenie bolo zvolené pre prípad poruchy, alebo nehody. Zdeformovaný a zaseknutý kolík by sa dal takto ľahšie demontovať, ako keby bolo pero v nosnej konštrukcii mechanizmu.



Obr. 43) Aretačný mechanizmus

Ďalej bolo potrebné vypočítať opornú plochu v barane. Tá bola taktiež získaná vzťahom (40). Dovoľené dotykové napätie sa v takýchto situáciách volí väčšinou väčšie ako 57 MPa. Táto hodnota bola ponechaná preto, aby bola zohľadnená pomerne veľká vôľa, ktorá je medzi aretačným kolíkom a otvorom v barane (cca 1 mm). Otvor v barane je možné vidieť na obr. č. 44. Je to v podstate krátka drážka. Veľkosť vôle a tvar otvoru v barane boli zvolené preto, aby nedochádzalo k zasekávaniu aretačného kolíku v dutine barana.

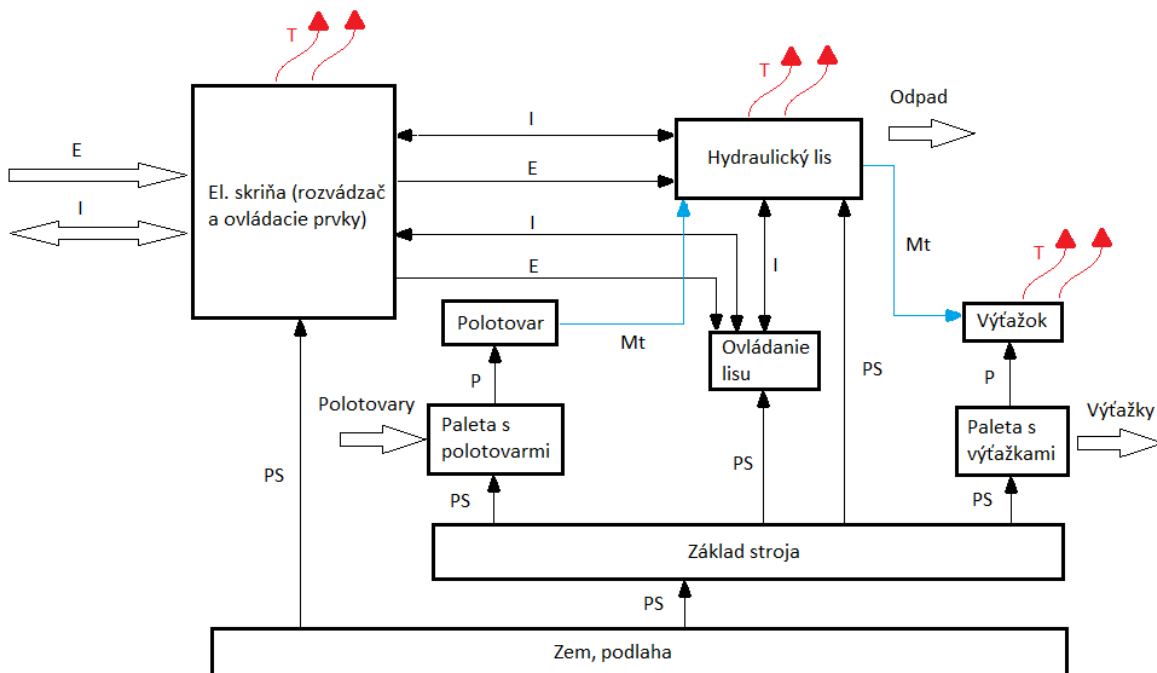


Obr. 44) Zaaretovaný baran

## 5 POSÚDENIE RIZÍK PODĽA EN ISO 12100

K tejto diplomovej práci bola v prílohách priložená stručná analýza rizík pre lis na plošné tvárnenie typu CTH160. Tá bola spracovaná pre ručné zakladanie výrobku do pracovného priestoru stroja. Vzhľadom na rozmery tohto lisu je pravdepodobné, že by pri reálnom použití bol súčasťou nejakej automatickej linky. Ručné zakladanie polotovarov sa však nemôže úplne vylúčiť, preto to musí byť v analýze rizík zohľadnené. Pre analýzu rizík je v tomto prípade taktiež zásadné umiestnenie hydraulického agregátu. To sa na tomto stroji predpokladá rovnaké, ako na zariadení typu CTH160. Toto umiestnenie nie je však isté, preto bola priložená analýza pre iný typ lisu

V tejto prílohe je zariadenie analyzované pomocou blokových diagramov. Príklad toho diagramu je možné vidieť na obrázku č. 45.



Obr. 45) Blokový diagram bežného pracoviska pre plošné tvárnenie

Následne bola vykonaná analýza právnych predpisov a harmonizovaných noriem, ktoré sa týkajú daného zariadenia. Z analýzy vyplynulo, že z hľadiska bezpečnosti je najdôležitejšou normou pre toto zariadenie harmonizovaná norma typu C **ČSN EN ISO 16092-3:2018** - Bezpečnosť obrábacích a tvárniacich strojov – Lisy – Časť 3: Bezpečnostné požiadavky pre hydraulické lisy.

Ďalej boli definované nebezpečné priestory predpokladaného pracoviska. Na základe príslušných noriem (hlavne EN ISO 12100), blokových diagramov a definovaní nebezpečných priestorov boli vytvorené tabuľky obsahujúce identifikované nebezpečenstvá. Po tejto identifikácii nasledovala analýza významných nebezpečí podľa fáze životného cyklu. Potom bol vykonaný prehľad identifikovaných nebezpečenstiev a odhad ich počiatočného rizika. Tento odhad je stanovený na základe grafu pre odhad veľkosti rizika, kde sa na základe kategórií prideluje riziku jeho počiatočná veľkosť.

Na záver boli vytvorené formuláre pre odhad rizika a v nich sa popisovali opatrenia, ktoré majú znížiť identifikované nebezpečenstvá.

## 6 ZHODNOTENIE A DISKUSIA

V tejto práci boli navrhnuté hlavné časti hydraulického lisu tj. hydraulický valec, rám s návrhom konštrukčných uzlov pre uchytenie jednotlivých častí, baran a jeho vedenie. Od začiatku existovala túžba zistiť, ako by vyzeral návrh tohto stroja so skladaným rámom, pretože lis pre plošné tvárnenie s týmito parametrami, ale s rámom zváraným je už v realite navrhnutý a aj vyrobený. Zmysel tejto práce je podklad pre jednoduché porovnanie výhod a nevýhod jednotlivých rámov pri tomto konkrétnom lise, ale aj pri ďalších. Jej ďalším účelom je slúžiť ako podklad pre toho, kto by sa v budúcnosti reálne zaoberal návrhom a vyrobením daného lisu so skladaným rámom.

Na začiatku práce existoval predpoklad, že skladaný rám má o niečo väčšiu hmotnosť, ako zváraný. Pri porovnaní hmotností jednotlivých rámov sa však zistilo, že ten skladaný je približne o 8 t ľahší. Táto skutočnosť je však spôsobená aj tým, že v návrhu boli zvolené menšie rozmery pracovného stola, ako je tomu na reálnom stroji. S rovnakými rozmermi pracovného stola by boli asi aj hmotnosti rámov veľmi podobné, ale to nijako neznevýhodňuje skladaný rám, pretože jeho hlavná výhoda je v znížení nákladov na zváranie a žihanie na odstránenie vnútorných pnutí.

Asi najvýraznejším prínosom tejto práce je riešenie uloženia hydraulického valca v hornej časti rámu. Ako už bolo spomenuté v kapitole o skladaných rámoch, uloženie hydraulických valcov je pri týchto rámoch realizované tak, že sa valec zapiera do vrchnej, alebo spodnej časti lamiel, ktoré sú celistvé. To však výrazne zvyšuje výšku celého stroja. V tejto práci boli stredné dvojice plechov rozdelené, a valec vsadený medzi nie. Tak sa zredukovala výška stroja približne o 1500 mm, ale na druhú stranu to viedlo k pomerne komplikovanému riešeniu usporiadania súčiastok v hornej časti rámu, aby tam mal stroj dostatočnú tuhosť.

Zjednodušená simulácia ukázala, že napätie v ráme sa rovnomerne rozkladá na všetky nosné plechy. Taktiež však ukázala veľkú koncentráciu napätia v oblasti prechodu príruby do tela valca. Tento jav je spôsobený poddimenzovaním tvaru prechodu z prednej príruby valca a veľkosti samotnej príruby. Tento problém sa dá jednoducho vyriešiť zväčšením hrúbky a priemeru danej príruby.



## 7 ZÁVER

Cieľom tejto práce bolo navrhnuť Hydraulický lis s maximálnou lisovacou silou 10000 kN. Na začiatku práce existovala preferencia, aby bol daný lis jednobodový, a aby jeho rám bol skladanej konštrukcie, kvôli jej možným výhodám, ako napr. zjednodušenie výroby. Na začiatku prebiehalo hľadanie lisov s podobnými konštrukciami, no našli sa len laminovacie, kovacie a lisy pre technológiu hydroformu a elastorformu. Tie boli prevažne z Indie a Číny.

Na začiatku bol štandardnými postupmi navrhnutý diferenciálny hydromotor. Ktorý vyvíja menovitú silu pri pracovnom tlaku 32 MPa. Tvar a rozmery jeho jednotlivých častí sa odvíjali od pracovného tlaku, menovitej sily, zdvihu a od normalizovaných pripojovacích prvkov.

Pri výbere vhodnej varianty stojanu bolo vykonané porovnanie zváraného a skladaného rámu metódou vážených hodnôt, pričom sa vychádzalo zo znalostí z rešerše a odborných rád. Skladaný rám z tejto diskusie vyšiel, ako vhodnejšia varianta. Bolo navrhnuté základné rozmiestenie nosných plechov, podľa vzoru ostatných rámov takéhoto typu.

Netradičným riešením bolo však umiestnenie hydraulického valca, ktorý bol vložený medzi lamely plechu vo vrchnej časti stojanu. Toto riešenie síce viedlo ku komplikovanejšiemu riešeniu spojovacích členov v hornej časti lisu, no na druhú stranu skrátilo výšku lisu asi o 1500 mm, čo je zásadné. Toto riešenie však viedlo k rozdielnemu zaťaženiu v jednotlivých častiach rámu, a preto boli navrhnuté dve veľkosti spojovacích svorníkov.

Zo zjednodušenej simulácie boli navrhnuté hrúbky opornej a základovej dosky na 300 mm, pri návrhu hornej dosky sa prihliadalo na rovnomernú distribúciu zaťaženia do všetkých lamiel plechu. Pri návrhu hrúbky základovej dosky sa prihliadalo na jej maximálny dovolený priehyb v hodnote 0,2 mm.

Následne bolo pre tento stroj vybrané a navrhnuté nastaviteľné osemboké vedenie barana kvôli jeho jednoduchosti a vysokej únosnosti. Ďalej bolo navrhnuté upevnenie vedenia na čelné lamely pomocou nosnej lišty. Dĺžka vedenia (3100 mm) bola daná veľkosťou zdvihu a výškou barana. Šírka vedenia bola určená výpočtom zo zadanej excentricity zaťaženia na 100 mm.

Následne bola navrhnutá konštrukcia zváraného barana. Výška jeho vedenia bola zvolená na 1200 mm. Veľkosť jeho upínacej plochy bola daná rozmermi pracovného stola (1500 x 1500 mm). Taktiež bola navrhnutá jeho aretácia prostredníctvom aretačného čapu.

Bol zostrojený model stroja v programe Autodesk Inventor. Taktiež boli zhotovené výkresy rámu a hydraulického valca.





## 8 ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] MORAVEC, Ján a BÍLIK, Jozef. *Tvárníacie stroje a nástroje*. Edis, 2017. ISBN 978-80-554-1339-6.
- [2] ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. *Konstrukce tvářecích strojů*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8.
- [3] CERHA, Josef. *Hydraulické a pneumatické mechanismy I*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-560-0.
- [4] KAMELANDER, I. *Tvářecí stroje I*. 3. vydání. Brno: VUT Brno, 1989. ISBN 80-214-1037-X.
- [5] *SCHULER Metal Forming Handbook*. Online. Springer, 1998. ISBN 3-540-61185-1. Dostupné z: [http://ressources.unit.eu/cours/MediaMef3/module-forgeage-materiaux/res/Metal Forming Handbook Schuler 1998 Springer.pdf](http://ressources.unit.eu/cours/MediaMef3/module-forgeage-materiaux/res/Metal%20Forming%20Handbook%20Schuler%201998%20Springer.pdf). [cit. 2024-05-23].
- [6] ŽĐAS, A.S. *Hydraulický lis CTH160*. Online. 2021. Dostupné z: <https://www.zdas.com/cs/>. [cit. 2024-05-23]
- [7] *MARCODYN*. Online. Hydraulic Press Frame Styles. 2023. Dostupné z: <https://macrodynepress.com/frame-styles/>. [cit. 2024-05-23].
- [8] *Oulimachine*. Online. 2024. Dostupné z: <https://oulimachine.en.made-in-china.com/productimage/uSVEOKqcCQTh-2f1j00IfwoyvOFinzB/China-Be-Friendly-in-Use-Rubber-Outdoor-Playground-Vulcanizing-Equipment-Machine.html>. [cit. 2024-05-23].
- [9] *Cyril Bath*. Online. Elastomer matrix forming press. 2016. Dostupné z: <https://www.cyrilbath.com/en/elastomer-matrix-forming-press-emc>. [cit. 2024-05-23].
- [10] *QIANGTONG*. Online. High Quality Laminate Hot Press. 2024. Dostupné z: <https://www.qiangtongpress.com/laminate-hot-press-machine/>. [cit. 2024-05-23]
- [11] *Hydraulico a.s.* Online. Products - Hydraulico. 2024. Dostupné z: <https://hydraulico.com/products/>. [cit. 2024-05-23].
- [12] *Trelleborg*. Online. Trelleborg Sealing Solutions. 2024. Dostupné z: <https://www.trelleborg.com/cs-cz/seals/products-and-solutions/hydraulic-rod-seals>. [cit. 2024-05-23].
- [13] *SteelNumber*. Online. SteelNumber. Dostupné z: [https://www.steelnumber.com/en/steel\\_composition\\_eu.php?name\\_id=335](https://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=335). [cit. 2024-05-23].
- [14] ZAJÍČEK, Adam a ADÁMEK, Valdemar. *Konstrukční výpočty*. 3. Ikar, 1998. ISBN 016766361.
- [15] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [16] *Mitcalc*. Online. Šroubový spoj. 2016. Dostupné z: <https://www.mitcalc.cz/doc/boltcon/help/cz/boltcontxt.htm>. [cit. 2024-05-23].
- [17] *Vzpěr přímých tyčí*. Online. 2016. Dostupné z: [http://drevari.humlak.cz/data\\_web/Data skola/PruzPev/pruz\\_pev\\_789.pdf](http://drevari.humlak.cz/data_web/Data_skola/PruzPev/pruz_pev_789.pdf). [cit. 2024-05-23].
- [18] *Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik Hydraulik, Band 1*. Mannesmann Rexroth GmbH 1991, ISBN 3-8023-0619-8

- [19] RUDOLF, Bedřich a KOPECKÝ, Miloslav. *Tvářecí stroje*. SNTL, 1979.
- [20] OMES J. *Tvářecí stroje*. Presentation presented at: [G2S; 2023 Oct 5; Brno, Czechia.]

## 9 ZOZNAM SKRATIEK, SYMBOLOV, OBRÁZKOV A TABULEK

### 9.1 Zoznam skratiek

$A_s$	prierez skrutky	[mm <sup>2</sup> ]
$a_m, b_m$	materiálové konštanty uvedené v tab. 8)	[-]
$b$	šírkový rozmer neutrálneho obdĺžnika	[mm]
$C_{pBi}$	tuhosť časti príruby	[Nmm <sup>-1</sup> ]
$C_s$	tuhosť skrutky	[Nmm <sup>-1</sup> ]
$D_{min}$	minimálny priemer piestu	[mm]
$d_{mp}$	menší priemer piestnice	[mm]
$D_d$	priemer otvoru pre skrutku	[mm]
$D_s$	priemer kontaktného kruhu skrutky s prírubou	[mm]
$D_{p1}$	malý priemer príruby	[mm]
$D_{p2}$	veľký priemer príruby	[mm]
$d_{tr}$	priemer pripojovacej trubky	[mm <sup>2</sup> ]
$d_{pp}$	predbežný priemer piestnice	[N]
$e$	excentricita	[mm]
$E_p$	modul pružnosti príruby v ťahu	[MPa]
$E_s$	modul pružnosti skrutky	[MPa]
$F_{a1}$	sila spôsobená napätím $\sigma_a$	[N]
$F_m$	menovitá sila	[N]
$F_{os}$	osová sila v dotiahnutom svorníku	[kN]
$\Delta F_s$	sila, ktorú zachytáva skrutka počas zaťažovania príruby	[N]
$F_s$	spätná sila hydraulického valca	[kN]
$F_z$	zaťažujúca sila	[N]
$I_i$	minimálny počet skrutiek príruby	[-]
$J$	kvadratický moment prierezu	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{12}$	kvadratický modul prierezu bočnej časti rámu	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{23}$	kvadratický modul prierezu spodnej a vrchnej časti rámu	[mm <sup>4</sup> ]
$k$	zvolená bezpečnosť	[-]
$k_\alpha$	súčiniteľ vplyvu akosti telesa	[-]
$k_\beta$	súčiniteľ vplyvu veľkosti telesa	[-]
$k_c$	súčiniteľ vplyvu spôsobu zaťažovania	[-]
$k_d$	súčiniteľ vplyvu teploty	[-]
$k_e$	súčiniteľ spoľahlivosti	[-]
$k_f$	súčiniteľ zahrňujúci ďalšie vplyvy	[-]
$k_F$	pomer zaťažujúcej sily a síl v svorníkoch	[-]
$l$	dĺžka piestnice	[mm]
$L$	dĺžkový rozmer neutrálneho obdĺžnika	[mm]
$l_m$	výška časti vedenia	[mm]
$l_{red}$	redukovaná dĺžka	[mm]
$L_s$	dĺžka skrutkového spoja	[mm]
$M$	neurčitý ohybový statický moment	[Nmm]
$M_1$	ohybový moment v kritickom mieste	[Nmm]
$m_{bn}$	hmotnosť barana a nástroja	[kg]
$m_{ck}$	hmotnosť častí uchytených na svorníkoch	[t]

$m_h$	hmotnosť hydromotoru	[t]
$m_{obn}$	odhadovaná hmotnosť barana a nástroja	[t]
$m_{op}$	hmotnosť opornej dosky	[t]
$p_p$	pracovný tlak	[MPa]
$r_1$	vnútorný polomer valca	[mm]
$R_e$	medza klzu	[MPa]
$R_{emin}$	minimálna medza klzu	[MPa]
$S$	obsah prierezu prutu	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{dp}$	prierez medzikružia medzi piestnicou a valcom	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{Dp}$	plocha piestu	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{min}$	minimálna strižná plocha	[mm <sup>2</sup> ]
$S_r$	prierez rámu v kritickom mieste	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{tr}$	prierez pripojovacej trubky	[mm <sup>2</sup> ]
$\check{s}_m$	minimálna šírka vedenia	[mm]
$t_k$	polovica hrúbky v oblasti spoja príruby	[mm]
$t_{min}$	minimálna hrúbka steny valca	[mm]
$v_b$	výška barana	[mm]
$v_{k1}$	rýchlosť kvapaliny v dolnom potrubí	[ms <sup>-1</sup> ]
$v_{k2}$	rýchlosť kvapaliny v hornom potrubí	[ms <sup>-1</sup> ]
$v_{pr}$	pracovná rýchlosť	[ms <sup>-1</sup> ]
$v_p$	rýchlosť približovacia	[ms <sup>-1</sup> ]
$W_{or}$	prierezový modul plechu v ohybe v kritickom mieste	[mm <sup>3</sup> ]
$\alpha$	vrcholový uhol tlakového kužeľa	[°]
$\lambda$	štíhlosť prutu	[-]
$\Delta\varphi$	uhol natočenia	[rad]
$\sigma_{Co}$	korigovaná medza únavy	[MPa]
$\sigma_{Co}$	medza únavy skúšobnej tyče za rotácie	[-]
$\sigma_{a1}$	stanovené miznúce napätie	[MPa]
$\sigma_{KR}$	kritické napätie podľa Tetmajera	[MPa]
$\sigma_{sk}$	skutočné napätie v piestnici	[MPa]
$\sigma_r$	celkové napätie v kritickom mieste	[MPa]
$\sigma_t$	ťahová zložka napätia v kritickom mieste	[MPa]
$\sigma_o$	ohybová zložka napätia v kritickom mieste	[MPa]
$\sigma_{dd}$	dovolené dotykové napätie vo vedení	[mm]
$\sigma_D$	dovolené napätie v ťahu/tlaku	[MPa]
$\tau_D$	dovolené napätie v šmyku	[MPa]

## 9.2 Zoznam tabuliek

Tab 1)	Parametre lisu EMC3500 od firmy Cyril Bath.....	25
Tab 2)	Parametre lisu YX1600T48 od firmy QIANGTONG.....	26
Tab 3)	Parametre kovacieho lisu od firmy Hydraulico a.s. ....	27
Tab 4)	Vybrané materiálové vlastnosti podľa charakteristického rozmeru súčiastky	31
Tab 5)	Hodnoty súčiniteľov vplyvu akosti povrchu telesa.....	32
Tab 6)	Hodnoty súčiniteľa $k_d$ .....	32
Tab 7)	Hodnoty súčiniteľa spoľahlivosti $k_e$ .....	33
Tab 8)	Materiálové konštanty pre výpočet kritického napätia vzpernej stability.....	41

Tab 9)	Maximálne dovolené rýchlosti hydraulickéj kvapaliny.....	42
Tab 10)	Kritéria hodnotenia a ich dôležitosť .....	45
Tab 11)	Porovnanie variant .....	46
Tab 12)	Vlastnosti ocele S355J2 podľa charakteristického rozmeru súčiastky .....	47

### 9.3 Zoznam obrázkov

Obr. 1)	Jednočinný a dvojčinný hydromotor .....	19
Obr. 2)	Rôzne usporiadania osembokého vedenia barana .....	20
Obr. 3)	C - rám. ....	22
Obr. 4)	Rôzne usporiadania stĺpových rámov .....	23
Obr. 5)	Univerzálny hydraulický lis CTH 160 od firmy ŽĎAZ .....	23
Obr. 6)	Rôzne lisy so skladaným rámom .....	24
Obr. 7)	Elastoformovací lis EMC3500 od firmy Ciril Bath.....	25
Obr. 8)	Laminovací lis YX1600T48 od firmy QIANGTONG a) - spredu, b) - z boku	26
Obr. 9)	a) - Lis od firmy Hydraulico a.s., b) – fotka z demontáže.....	27
Obr. 10)	Tesniace a vodiace prvky piestu (vľavo) a piestnice (vpravo) .....	30
Obr. 11)	Telo hydraulického valca.....	34
Obr. 12)	Predná príruha.....	34
Obr. 13)	Rozloženie tlaku v rôznych prírubách spoji .....	35
Obr. 14)	Znázornenie dĺžky $l_s$ v spoji bez matice .....	36
Obr. 15)	Diagram rozloženia síl skrutkovom spoji .....	36
Obr. 16)	Plniaci ventil (a) a zadná príruha (b) .....	38
Obr. 17)	Pripojovací prvok upevnený na tele valca .....	38
Obr. 18)	Piest a piestnica hydraulického valca .....	40
Obr. 19)	Určenie redukovanej dĺžky .....	40
Obr. 20)	Hydraulický valec.....	42
Obr. 21)	Návrh rozmiestnenia nosných plechov .....	47
Obr. 22)	Deformácia uzavretého rámu.....	48
Obr. 23)	Prevedenie rámu na prúťové teleso .....	49
Obr. 24)	Záber na vnútorný roh rámu hydraulického lisu .....	50
Obr. 25)	Porovnanie priebehu zaťaženia dvoch tvarov kútov v ráme .....	51
Obr. 26)	Detail miesta spojenia zdvojených nosných plechov .....	52
Obr. 27)	Základný tvar spojovacieho člena .....	52
Obr. 28)	Oporná doska a) a jej umiestnenie spolu s valcom v ráme b) .....	53
Obr. 29)	Tvar a rozmiestnenie spojovacích členov v hornej časti rámu .....	54

Obr. 30) Uchytenie základovej dosky k rámu stroja .....	55
Obr. 31) Svorníky .....	56
Obr. 32) Matica.....	57
Obr. 33) Obrobené miesta na kraji rámu .....	58
Obr. 34) Ukotvenie rámu stroja .....	58
Obr. 35) Rám stroja s hydraulickým valcom z rôznych pohľadov .....	59
Obr. 36) Simulácia zaťaženia rámu .....	60
Obr. 37) Rozmiestenie zaťaženia v klznom vedení barana .....	61
Obr. 38) Rámová časť osembokého vedenia .....	63
Obr. 39) Rámová a baranová časť osembokého vedenia.....	63
Obr. 40) Telo barana vyskladané z plechov a líšt vedenia .....	64
Obr. 41) Pozváraný baran .....	65
Obr. 42) Princíp aretácie čapom .....	65
Obr. 43) Aretačný mechanizmus .....	67
Obr. 44) Zaaretovaný baran .....	67
Obr. 45) Blokový diagram bežného pracoviska pre plošné tvárnenie .....	68

## 10 ZOZNAM PRÍLOH

### Výkresy:

Hydraulický\_lis\_10000kN

Rám

Lisovný\_valec

Valec

Piestnica

Veko

Predná\_príruba

Obruba

### Kusovníky:

Kusovník-Hydraulický\_lis\_10000kN

Kusovník-Rám

Kusovník-Lisovný\_valec

### Dokumenty:

Analýza\_rizík\_CTH160

Tabuľka\_dotahovacích\_momentov





