FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh dílenského lisu

Design of Workshop Press

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2020

Bc. Michal Béza

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Josef Kamenický

ČVUT
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Béza** Jméno: **Michal** Osobní číslo: **424739**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh dílenského lisu

Název diplomové práce anglicky:

Design of Workshop Press

Pokyny pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhněte montážní lis s následujícími parametry:
Lisovací síla - 30 t; šířka pracovního prostoru - 1050 mm; spodní hrana horního nosníku 1 800 mm od země; stavitelné nožičky pro ustavení (možnost rektifiace 50 mm); zdvih stolu pomocí lanového mechanismu, klika se systémem rohatka-západka.
Hydraulický motor pohyblivý po horním nosníku s možností aretace polohy. Hydraulický agregát musí umožňovat pohon ruční i pneumatický.
Lis doplňte poličkou ve spodní části pro odkládání lisovacích přípravků.
Proveďte stručnou rešerši hydraulických lisů a používaných komponent.
Proveďte kompletní návrhové a kontrolní výpočty, volbu konkrétních materiálů a polotovarů
Proveďte analýzu vybraných částí pomocí MKP.
Určete maximální zátěžné síly dle polohy hydromotoru.
Výstupem bude 3D model sestavy celého lisu, výkres hlavní sestavy a vybrané podsestavy a výrobní výkresy vybraných částí.

Seznam doporučené literatury:

[1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2008.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Josef Kamenický, ústav konstruování a části strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **25.10.2019** Termín odevzdání diplomové práce: **16.01.2020**

Platnost zadání diplomové práce:

Ing. Josef Kamenický	Ing. František Lopot, Ph.D.	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis vedoucí(ho) práce	podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

29. 10. 2019 — Datum převzetí zadání

Podpis studenta

CVUT-CZ-ZDP-2015.1 © ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením pana Ing. Josefa Kamenického s použitím literatury uvedené ve zdrojích.

V Praze dne …… ……

Bc. Michal Béza

Poděkování

Rád bych poděkoval panu Ing. Josefovi Kamenickému za vedení mé diplomové práce, za pomoc při řešení úloh a také vstřícnost. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Františkovi Starému za jeho předchozí vedení práce a za trpělivost. Také bych chtěl poděkovat mé rodině za podporu při studiu a zejména kolegům ze zaměstnání, kteří při mne stáli v náročných situacích.

Anotační list

Jméno autora:	Michal Béza
Název DP:	Návrh dílenského lisu
Anglický název:	Design of workshop press
Rok:	2020
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Josef Kamenický

Bibliografické údaje:	počet stran	79
	počet obrázků	65
	počet tabulek	4
	počet příloh	5

Klíčová slova:	Hydraulický lis, Dílenský lis, ocel, zatížení, lisovací nástroje
Keywords:	Hydraulic press, Workshop press, steel, strain, pressing tools

Anotace: Cílem této práce je navrhnout dílenský lis dle zadaných parametrů, provést návrhové výpočty, dále vytvořit model, výkresy sestav a dílčích částí.

Abstract: The task is to create a workshop press according to given parameters, to perform design calculations, to create a design model, drawings of assemblies and sub-parts.

Obsah

1. Úvod 3

1. Charakteristické vlastnosti hydraulických lisů 4

1.1. Výhody a nevýhody hydraulických lisů 4

2.2 Hlavní součásti lisů 5

2.2.1 Hydrogenerátory 5

2.2.1.1 Zubové hydrogenerátory 5

2.2.1.2 Lamelové hydrogenerátory 6

2.2.1.3 Pístové hydrogenerátory 7

2.2.2 Hydromotory 8

2.2.2.1 Rotační hydromotory 8

2.2.2.2 Přímočaré hydromotory 10

2.2.3 Rozvaděče 11

2.2.4 Ventily 12

2.2.5 Pracovní kapalina 12

2.2.6 Akumulátory tlakové energie 12

2.3 Rozdělení hydraulických lisů 13

2.3 Dílenské lisy nabízené na trhu 14

2. Konstrukční návrh hydraulického lisu 17

2.1. Základní konstrukční Parametry 17

2.2. Návrh hydraulické části stroje 17

2.2.1. Návrh přímočarého hydromotoru 19

2.2.2. Návrh hydraulického a pneumatického čerpadla 21

2.3. Návrh Nosného rámu 22

2.3.1. Předběžný koncepční návrh 22

2.3.2. Popis nosných prvků předběžného návrhu 23

2.3.3. Výpočtový model 24

2.3.4. Návrh vodorovného nosníku 25

2.3.5. Návrh svislého profilu. 36

2.3.6. Návrh aretační tyče 39

2.3.7. Návrh uložení vrchních nosníků 41

2.3.8. Návrh uchycení hydromotoru 44

2.3.9. Stanovení maximální zátěžné síly v závislosti na poloze hydromotoru. 52

2.3.10. Únavová konstrola 57

2.4. Návrh zvedacího mechanismu 58

2.5. Návrh prostoru pro ukládání lisovacích přípravků 61

2.6. Návrh výškové rektifikace 62

2.7. Náhled celkového řešení 63

3. Závěr 67

Seznam použité literatury: 70

Seznam zkratek a symbolů 72

Seznam obrázků 73

Seznam tabulek 77

Seznam grafů 78

Seznam příloh 79

1. Úvod

Dílenský montážní lis je pomocník, který nabízí spousty možností využití, jako například lisování různých spojů, ložisek na hřídele, různé čepy uložené s přesahem. Tlakovou sílu lze využít k rovnání zdeformovaných výrobků, dále k tvorbě výlisků, za pomocí lisovacích přípravků lze na tomto stroji také stříhat materiál, nebo ho ohraňovat.

V dnešní době je na výběr z mnoha variant těchto strojů, liší se zejména v hodnotě lisovací síly, tvarovém provedení. Lis je možné pořídit v malém subtilním provedení, které je možné kamkoli transportovat, ale také dosahuje obrovských rozměrů. Pro takový stroj je třeba stavebně připravit místo uložení, protože dosahuje hmotnosti až několik set tun. Dále je možné vybírat z několika typů pohonu, může se jednat například o pohody hydraulické, pneumatické, pohybovým šroubem, ale také hřebenem. Veškeré tyto aspekty jsou dány účelem využití stroje. V práci bude zacíleno na konkrétní typ dílenského lisu, dle zadání.

Cílem této práce je vytvořit atypický montážní lis splňující konkrétní parametry pro potřeby školní laboratoře. Pro lis byly předem stanoveny požadavky na pracovní výšku, šířku stolu, dále také potřebné maximální síly, které bude schopen stroj vyvinout. Pro jeho universálnost má lis také splňovat požadavky na stavitelnost hydromotoru, pracovního stolu a rektifikace podpěr.

Výstupem práce bude výrobní dokumentace, dle které bude možné lis vyrobit, bude provedena MKP analýza zatěžovaných částí, stanovení maximálních zatěžovacích sil s ohledem na polohu hydromotoru. V rámci práce bude zahrnuta stručná rešerše na téma hydraulické stroje a jejich běžné komponenty.

1. Charakteristické vlastnosti hydraulických lisů

Princip funkce lisu vychází z Pascalova zákona o rovnoměrném šíření tlaků v kapalině. Lisy řadíme do kategorie tvářecích strojů, což je uměle vytvořená dynamická soustava sloužící k realizaci úkonů tvářecího procesu, vedoucího k trvalému přetvoření výchozího materiálu.

Pascalův zákon: $$p = pX = pY = pZ \quad (1)$$

Tváření je proces, při kterém jsou polotovary plasticky deformovány nástroji s cílem dosáhnout požadovaného tvaru dílce (výlisku) bez odběru třísek. Podle převládajícího způsobu průběhu plastického přetvoření se dělí na tváření plošné, na tváření objemové a stříhání bez ohledu na to, zda přetvárný pochod probíhá bez předchozího ohřevu nebo s ním.

Hydraulický lis je představitelem silového tvářecího stroje pracujícího tzv. klidným tlakem (využívá převážně potenciální energie k překonání deformačního odporu tvářeného materiálu. Tlakovou energii přenesenou do pracovního prostoru přemění pomocí výstupního členu v přetvárnou práci materiálu. Oproti energetickým tvářecím strojům je síla F na beranu konstantní a nezávislá na zdvihu beranu h. Síla F je základním parametrem lisu. Při tváření vznikají také aktivní a odporové síly, které jsou zachyceny pružným rámem stroje prostřednictvím tvářeného výlisku. Mezi hlavní požadavky na tvářecí stroje patří vysoká produktivita a dokonalá jakost práce. Další požadavky s nimi víceméně souvisí [1].

1.1. Výhody a nevýhody hydraulických lisů

VÝHODY:

- Rychlost beranu v = 0 - 0,25 m/s
- Malá tvářecí rychlost – nedochází k intenzivnímu zpevnění
- Jsou vhodné pro hluboké tažení – malá rychlost (nebezpečí utržení dna)
- Jsou vhodné pro lisování kovových prášků, příp. keramiky
- Nižší rychlost se dá lépe regulovat, lze sledovat tvářecí proces
- Hydraulický lis nelze přetížit – nepotřebuje žádné pojistky proti přetížení

- Lze průběžně měřit tvářecí sílu
- Síla lisu potřebná na tváření závisí na přetvárném odporu tvářeného materiálu
- Pracují klidně, bez hluku a otřesů (ne však čerpadla a ventily)
- Nepotřebují velký základ, jsou jednoduché na obsluhu, lze je poměrně snadno mechanizovat a automatizovat

NEVÝHODY:

- Menší výkon – menší produktivita (nutno zkrátit vedlejší časy)
- Nejsou vhodné pro zápustkové kování malých výkovků – chladnutí
- Nutno přesně stanovit tvářecí sílu, jinak by lis nestačil na vylisování
- Nemají pevnou spodní úvrať – výšku je nutno regulovat zarážkou

2.2 Hlavní součásti lisů

2.2.1 Hydrogenerátory

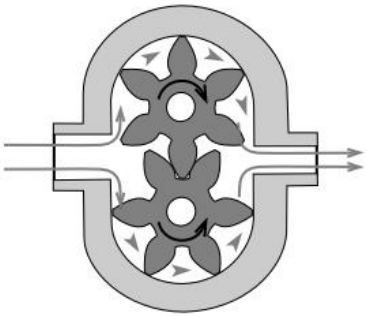
Jejich úkolem je v hydraulických mechanismech dodávat potřebný proud kapaliny o určité tlakové a kinetické energii, která je nutná pro její dopravu obvodem. Tlak na výstupu hydrogenerátoru (čerpadla) je dán odporem ve výtlačném potrubí. Tento odpor vzniká při zatížení motoru a také vlastním odporem hydraulického mechanismu [1].

Hlavními parametry hydrogenerátoru jsou výstupní tlak a geometrický objem. Hydrogenerátory dělíme hlavně podle toho, zda pracují s konstantním nebo proměnným proudem. Do kategorie hydrogenerátorů s konstantním proudem spadají všechny hydrogenerátory, u nichž lze měnit proud pouze změnou otáček. U hydrogenerátorů s proměnným proudem se nemění otáčky, ale určitý parametr mechanismu, např. sklon opěrné desky. Další rozdělení hydrogenerátorů může být podle konstrukčního provedení [1].

2.2.1.1 Zubové hydrogenerátory

Zubové hydrogenerátory (obr. 1) se běžně navrhují pro tlaky 3 až 5MPa, speciální konstrukce dovolují použití i pro tlaky 10MPa a více. Otáčky hydrogenerátoru obvykle odpovídají otáčkám hnacího motoru. Nejběžnější konstrukční provedení bývá s vnějším ozubením a přímými, šikmými nebo šípovými zuby. Pro přenos kapaliny se využívá zubové

mezery. Při větších proudech mají sklon k hlučení. Použití u tvářecích strojů je velmi omezené, používají se jen v nízkotlaké části [1].

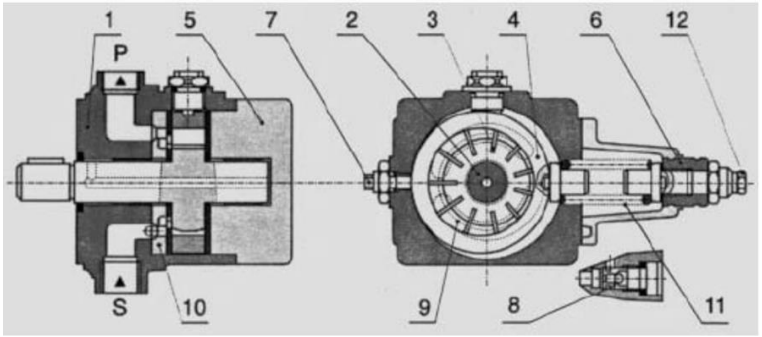


Obr. 1: Zubový hydrogenerátor[4]

Obr. 2 Příklad zubového hydrogenerátoru v praxi[11]

2.2.1.2 Lamelové hydrogenerátory

Lamelové hydrogenerátory (obr. 3.8) se běžně navrhují pro tlaky 10 až 16 MPa. Výhodou jsou malé rozměry na jednotku dodávaného proudu a malé pulsace proudu během otáčky. Nevýhodou je nižší účinnost. Konstruují se s kruhovou nebo křivkovou statorovou dráhou. U hydrogenerátoru s kruhovou statorovou dráhou je stator vůči rotoru excentricky posunut a směr posunutí určuje smysl průtoku kapaliny. Hydrogenerátory s křivkovou statorovou dráhou se rozlišují podle toho, zda jsou lamely posuvné v rotoru nebo ve statoru a zda je přívod tangenciální či radiální [1]. Používají se zřídka a jen v nízkotlaké části [3]



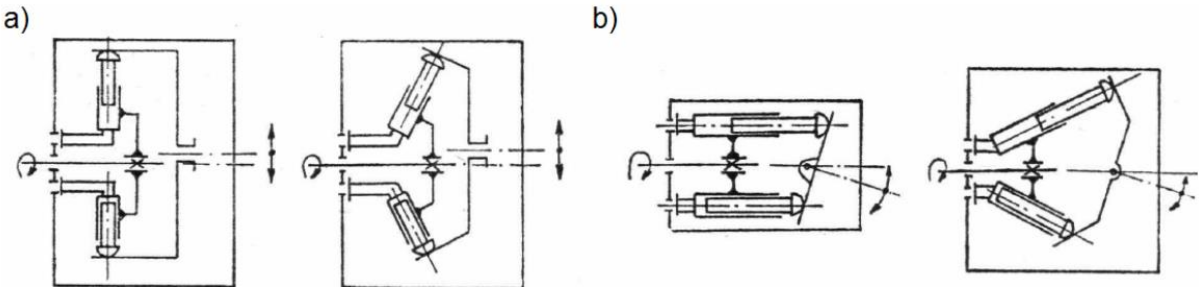
Lamelový hydrogenerátor řady V3 od fy Rakovnické hydraulické prvky: 1. těleso, 2. rotor, 3. lamela, 4. statorový kroužek, 5. víko, 6. regulátor tlaku, 7. regulační šroub, 8. ventil pro automatické odvzdušňování, 9. komůrka, 10. rozváděcí deska, 11. pružina, 12. nastavitelný šroub, P = výtlak, S = sání [3]

Obr. 3: Lamelový hydrogenerátor [3]

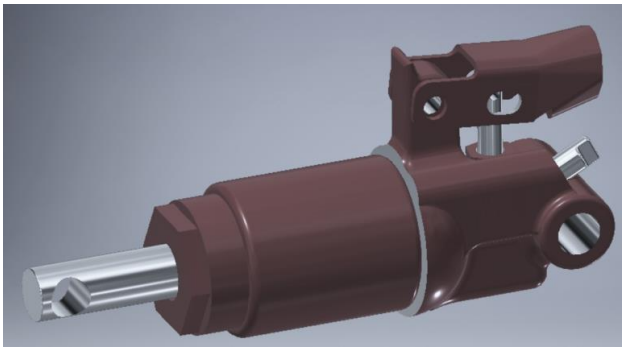
2.2.1.3 Pístové hydrogenerátory

Pístové hydrogenerátory se mohou konstruovat s konstantním i proměnlivým geometrickým objemem. Jsou nejpoužívanějšími hydrogenerátory v oblasti pohonů hydraulických lisů. Dělí se na radiální a axiální. U radiálních hydrogenerátorů jsou osy pístu vzhledem k ose otáčení kolmé nebo skloněné o úhel větší než 45°. Mohou být s vnějším nebo vnitřním rozvodem kapaliny. Regulace proudu nebo tlaku kapaliny se provádí změnou výstřednosti desky. U axiálních hydrogenerátorů jsou osy pístů rovnoběžné s osou otáčení nebo skloněné pod úhlem menším než 45°. Konstruují se s rotující nebo nehybnou šikmou deskou. Regulace proudu nebo tlaku kapaliny se provádí sklonem opěrné desky. Výhodou hydrogenerátorů s rotujícími písty je, že se dají velmi přesně vyrobit, což dovoluje dosáhnout tlaků do 50MPa, při dobré objemové účinnosti 95 až 98 % [1].

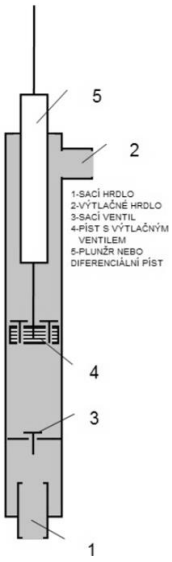
Dále také pístový hydrogenerátor může být proveden jako dvou-činná hydraulická pumpa, kde díky opakujícím se taktům za pomocí ventilů, dodáváme hydraulický olej do okruhu.



Obr. 4: Schéma pístových hydrogenerátorů: a) radiální, b) axiální [1]



Obr. 5: Příklad dvoučinné hydraulické pumpy [11]



Obr. 6: Schéma dvou-činné hydraulické pístové pumpy[8]

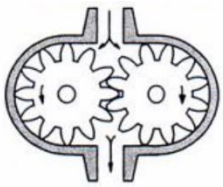
2.2.2 Hydromotory

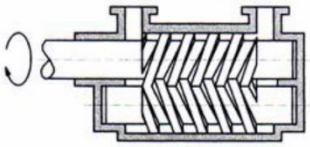
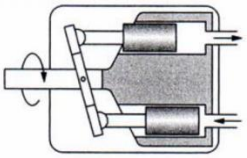
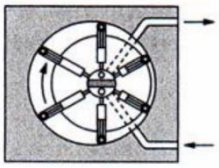
Hydromotor je definován jako hydraulický prvek, určený k převodu energie ze sloupce kapaliny na pevné části. [1].

2.2.2.1 Rotační hydromotory

Získaný mechanický pohyb je rotační. Používá se u zařízení vyžadující plynulou regulaci. Pracují i v malých otáčkách, možné je i přetěžovat bez poškození motoru.

Tabulka 1: Druhy rotačních hydromotorů [12]

Zubové s vnějším ozubením	
Zubové s vnitřním ozubením	

Šroubové	
Lamelové	
Axiální pístové	
Radiální pístové	

Rovnice (2) uvádí vztah pro výpočet výkonu hydromotoru

Výkon hydromotoru: $$P = M_k * \omega = \Delta p * V_g * n * \mu = \Delta p * Q * \mu \quad (2)$$

Kde:

$M_k - kroutící\ moment\ [N.m]$

$Q - objemový\ průtok\ [m^3.s]$

$V_{gk} - geometrický\ objem\ hydromotoru\ [m^3]$

$\Delta p - tlakový\ spád\ [Pa]$

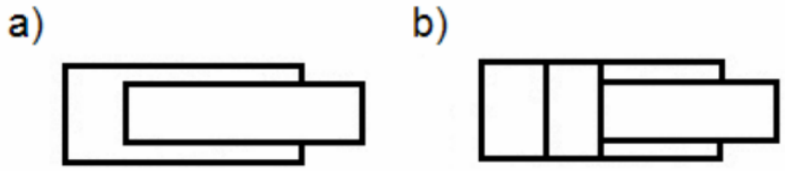
$\omega - úhlová\ rychlost\ [rad/s]$

$n - otáčky\ hydromotoru\ [ot/s]$

$\omega - účinnost\ generátoru\ [-]$

2.2.2.2 Přímočaré hydromotory

Přímočaré hydromotory dělíme dle provedení pístu na:



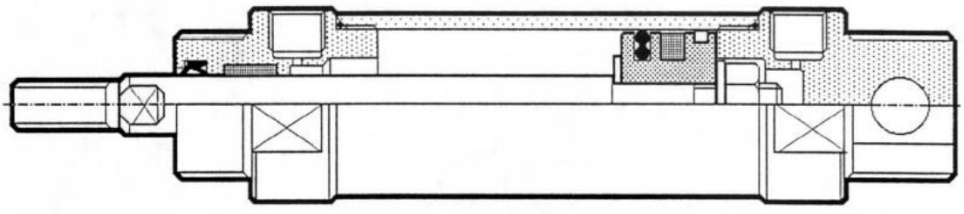
Obr. 7: Schéma hydromotoru: a) plunžrový, b) s diferenciálním pístem [1]

Přímočaré hydromotory dělíme dle konstrukce na:

- jednočinné – píst je vracen do výchozí polohy vlastní vahou nebo pružinou

Obr. 8: schéma jednočinného hydromotoru[11]

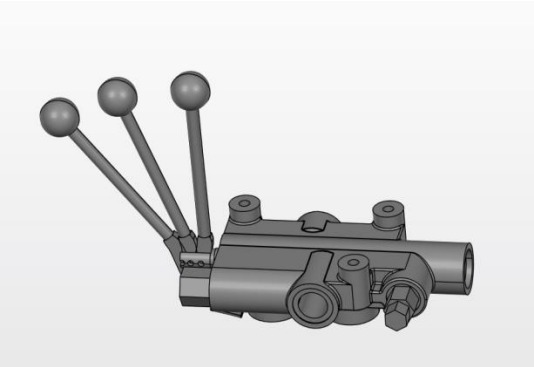
- dvojčinné – tlak kapaliny působí střídavě na obě plochy pístu



Obr. 9: schéma dvoučinného hydromotoru[11]

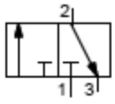
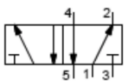
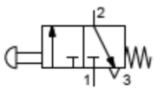
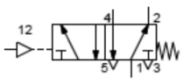
2.2.3 Rozvaděče

Rozvaděče jsou definovány jako prvky nebo zařízení určené k rozvádění kapaliny a hrazení proudu. Rozdělují se podle počtu přívodů na dvou, tří, čtyř a vícecestné. Podle počtu poloh na dvou, tří a vícepolohové a podle způsobu ovládání na mechanické, hydraulické, elektrické aj. Dále se rozdělují podle funkčního provedení na šoupátkové a ventilové. Šoupátkové rozvaděče s přímočarým pohybem se používají v obvodech s nižšími tlaky. Pro vyšší tlaky a velké proudy se používají rozvaděče ventilové [1].



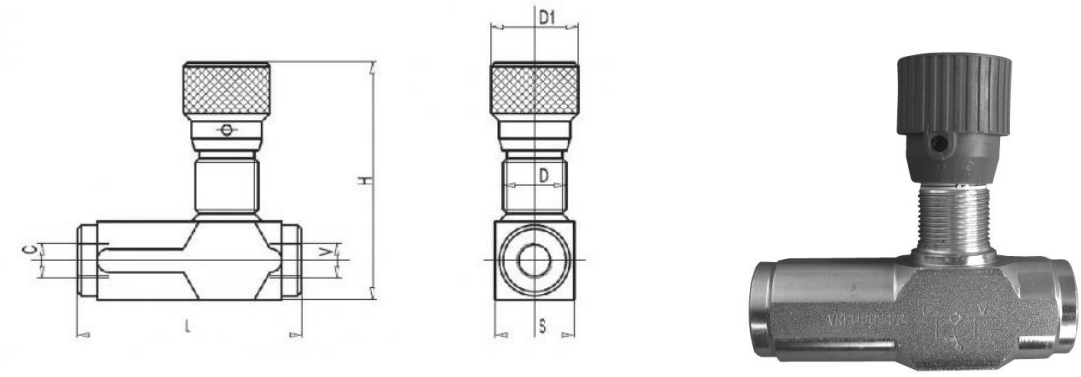
Obr. 10: Příklad hydraulického rozváděče[11]

Tabulka 2: Příklady značení některých rozvaděčů

Rozvaděč 3/2	
Rozvaděč 5/2	
Rozváděč 3/2 ovládaný manuálně	
Rozváděč 5/2 ovládaný z jedné strany pneumaticky	

2.2.4 Ventily

Ventily můžeme rozdělit podle daného použití na ventily pro řízení tlaku, směru toku nebo proudu kapaliny. K řízení tlaku se používají pojistné ventily, které slouží k ochraně obvodu proti přetížení. Přepouštěcí ventily, které trvale přepouští určité množství kapaliny zpět do nádrže, a ventily redukční, které slouží ke snížení pracovního tlaku. K řízení směru toku se používá zpětný (blokovací, usměrňovací) ventil, který zaručuje tok kapaliny v jednom směru. Dále se pro řízení proudu používá škrtící ventil, který pracuje s konstantním nebo proměnným odporem [1].



Obr. 11: Škrtící ventil[13]

2.2.5 Pracovní kapalina

Pracovní kapalina má za úkol realizovat přenos tlakové energie mezi hnacím a hnaným členem hydraulického obvodu, tj. mezi generátorem a hydromotorem. Dále má také za úkol mazáním třecích ploch pohyblivých součástí snižovat odpor proti pohybu a zvyšovat proudovou účinnost systému. Kapalina musí být odolná vůči mechanickému, tepelnému a chemickému namáhání, kterému je vystavována během provozu [1].

2.2.6 Akumulátory tlakové energie

Akumulátor se definuje jako zásobník kapaliny pod tlakem vyšším než atmosférickým, sloužící převážně k akumulaci tlakové energie. Pro lisy je důležité, aby byla možnost krátkodobě zvýšit odběr kapaliny. Proto je hlavním úkolem nahromadění jistého množství energie, která se může v potřebném okamžiku odebrat [1].

2.3 Rozdělení hydraulických lisů

Rozdělení dle konstrukčního uspořádání

- Svislé uspořádání
- Vodorovné uspořádání
- Kombinované uspořádání

Rozdělení dle zdroje tlakové energie

- S přímým pohonem
- S nepřímým pohonem
- S kombinovaným pohonem

Rozdělení dle uspořádání pohonu

- S vlastním pohonem
- S nevlastním pohonem

Rozdělení dle počtu hlavních pracovních částí

- Jednočinný lis je lis s jedním beranem, např. tažným.
- Dvojčinný lis může být s tažným a přidržovacím beranem nebo pouze s tažným beranem a spodním přidržovačem.
- Trojčinný lis je lis s tažným a přidržovacím beranem a se spodním přidržovačem.

Rozdělení dle technologického využití

- Kovací lisy
- Vytlačovací lisy
- Protlačovací lisy
- Protahovací lisy
- Razící lisy
- Rovnací a napínací lisy

- Tažné lisy
- Slisovací a tušírenské lisy
- Dílenské a montážní lisy
- Lisy na zpracování kovového odpadu
- Isostatické lisy
- Lisy na tlakové lití kovu
- Ostřihovací lisy

2.3 Dílenské lisy nabízené na trhu

V současné době je na trhu nabízeno nepřeberné množství dílenských lisů, jejich konstrukční řešení se liší zejména s ohledem na cenu, potřebnou lisovací sílu, účel využití, typu pohonu.

Dílenský hřebenový lis s ručním pohonem

Síla je lineární a konstantní po celé dráze v závislosti na síle vykonávané na páku. Tyto lisy jsou robustní, přesné, flexibilní a ergonomické. Často se používají pro operace montáže, spojování kroužků nebo ložisek, u malých zakřivení, při různých operacích zalisování, apod.[13]

Lisovací síla v rozmezí 200kg až 5000kg

Obr. 12: Hřebenový ruční lis[13]

Dílenské ruční pákové lisy

Maximální síly je dosaženo na konci dráhy posuvu v závislosti na síle vykonávané na páku. [13]

Lisovací síla v rozmezí 500kg až 2000kg

Obr. 13: Ruční pákový lis[13]

Dílenský hydraulický lis s ručním pohonem

Jedná se o nejčastější variantu. Lis je tvořen robustním ocelovým rámem, lineárním jednočinným hydromotorem s manometrem a ruční hydraulickou pumpou.

Lisovací síla v rozmezí 10 000kg až 50 000kg

Obr. 14: Hydraulický lis s ručním pohonem[14]

Dílenský hydraulický lis s ručním i pneumatickým pohonem

Tato varianta nabízí téměř stejné řešení jako u předchozí varianty. Lis lze ovládat jak ručně, tak lze pumpovat pomocí přivedeného stlačeného vzduchu, který pomocí zařízení tlakuje hydraulický olej.

Lisovací síla v rozmezí 20 000kg až 120 000 kg

Obr. 15: Hydraulický lis s ručním i pneumatickým pohonem[14]

Dílenský hydraulický lis s elektrickým pohonem

Pohon zajišťuje elektromotor, který je napojen na hydraulické čerpadlo. Velkou výhodou této konstrukce je velká efektivita a také dosažitelná lisovací síla. Nevýhoda u těchto lisů je zvýšená pořizovací cena kvůli dražším komponentům. Lisy obvykle vedle elektrického pohonu nabízí také pohon ruční.

Lisovací síla v rozmezí 30 000kg až 300 000kg.

Obr. 16: Hydraulický lis s elektrickým pohonem pohonem[15]

2. Konstrukční návrh hydraulického lisu

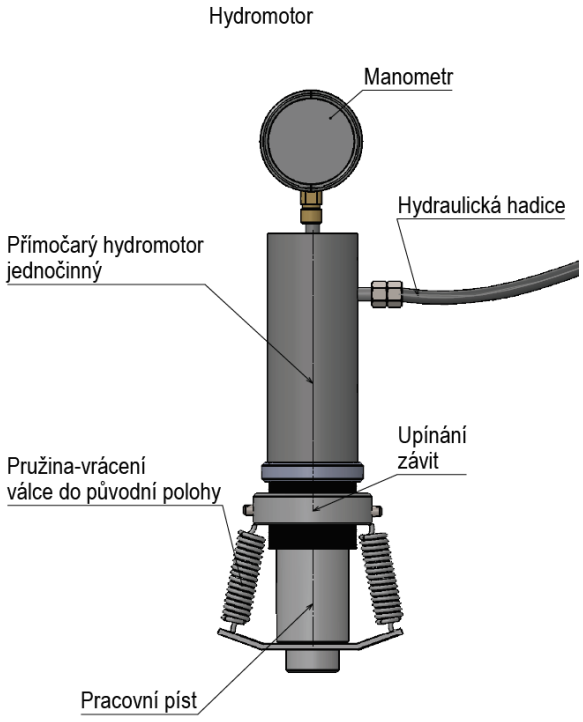
2.1. Základní konstrukční Parametry

- Lisovací síla – 30 t
- Šířka pracovního prostoru – 1050 mm
- Spodní hrana horního nosníku 1 800 mm od země
- Stavitelné nožičky pro ustavení (možnost rektifikace 50 mm)

Zdvih stolu pomocí lanového mechanismu, klika se systémem rohatka-západka. Hydraulický motor pohyblivý po horním nosníku s možností aretace polohy. Hydraulický agregát musí umožňovat pohon ruční i pneumatický. Polička ve spodní části pro odkládání lisovacích přípravků. Dále bude lis navržen s ohledem na možnost rozebrání.

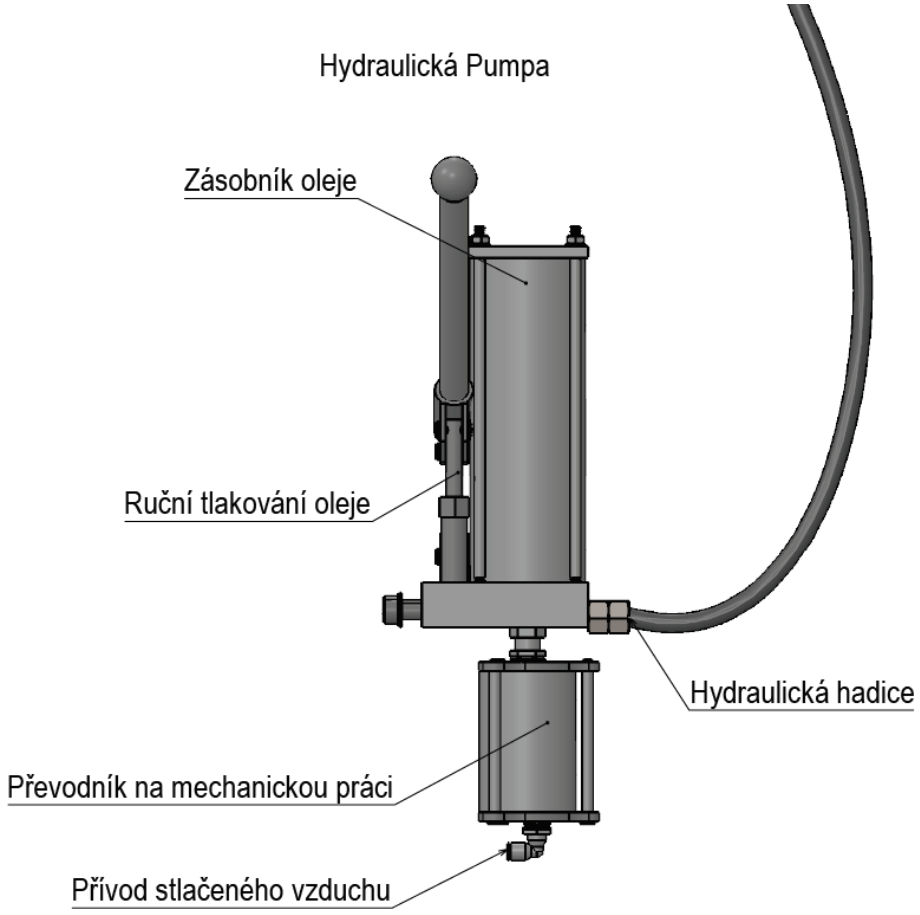
2.2. Návrh hydraulické části stroje

Na níže přiložených schématech jsou uvedeny všechny zapojené komponenty pro správnou funkčnost stroje. Na obr. 17 je zobrazeno zapojení hydromotoru.



Obr. 17: Schéma zapojení hydromotoru

Na obr. 18 je znázorněno zapojení hydraulické pumpy včetně převodníku ze stlačeného vzduchu na tlak oleje.



Obr. 18: Schéma hydraulické pumpy

Lis splňuje podmínky pro ruční i pneumatické tlakování, hydraulická pumpa obsahuje olej, propojení do hydromotoru zajišťuje hydraulická hadice. V případě, že není využito ruční tlakování, je možné hydraulickou pumpu připojit ke kompresoru, coby zdroje stlačeného vzduchu, pumpa obsahuje převodník na mechanickou práci.

Prouděním hydraulického oleje do přímočarého hydromotoru vzniká tlak na píst, ten se začíná posouvat směrem dolu a generuje pracovní sílu. Zpětné vrácení pístu do horní úvratě zajišťují dvě tažné pružiny. Povolením ventilu na hydraulické pumpě se začne olej vypouštět zpět do nádoby.

2.2.1. Návrh přímočarého hydromotoru

Potřebná hmotnost lisu: $m = 30t$

Potřebná síla lisu $F = m * g = 30 * 9{,}81 = 294\,300\ N$ (2)

Uvažovaný průměr válce: $D = 75mm$ (3)

Obsah pístu válce: $S = \pi r^2 = \pi * 0{,}0375^2 = 0{,}004415\ m^2$ (4)

Potřebný tlak ve válci: $p = \frac{F}{S} = \frac{294\,300}{0{,}004415} = 66\,659\,116Pa = \mathbf{666{,}59\ bar}$ (5)

Volba hydromotoru:

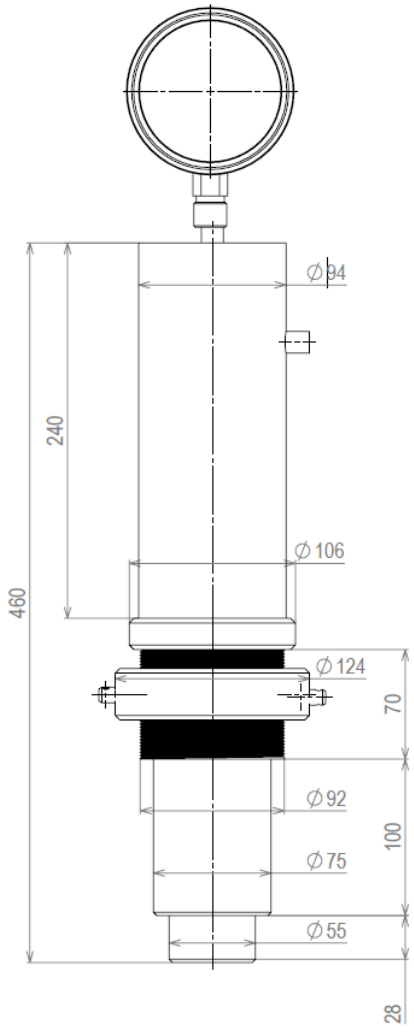
Na základě výpočtu byl zvolen typizovaný Hydromotor **EW 30t** s kódovým označením ZSPWKZ000045

Parametry garantované výrobcem[7]:

- Tlak síly nominální: 30t při 666bar
- Průměr pístu: 75mm
- Zdvih pístu:160mm
- Objem oleje na mm pístu [ccm / mm]: 4.42ccm / mm
- Celkový objem oleje pro celkový zdvih pístu [ccm]: 707 ccm
- průměr pístnice: 55mm
- nástrojový držák: 40mm H48
- hydraulické zapojení: M14x1.5

- Vnější průměr válce: 92,5mm
- Materiál: 11 600
- Délka (celkem): 460mm

Rozměry byly převedeny do 3D modelu, veškeré komponenty jsou uzpůsobeny tak, aby byly kompatibilní k tomuto konkrétnímu hydromotoru. Bližší specifikace budou zahrnuty v rámci výrobní dokumentace. Na obr. 19 je okótován čelní pohled na tento motor.



Obr. 19: Rozměry hydromotoru

Toto zařízení se skládá z několika samostatných částí. Ve vrchní části je umístěn manometr, ze kterého lze odečítat výsledný tlak ve válci a přepočtem určit lisovací sílu.

Samotný válec je vyroben ze silnostěnné trubky se zaslepenou horní částí. Ve spodní části válce je proveden závit a na něm je našroubována matice, kvůli uchycení k držáku. Ve spodní části se nachází viditelná část pohyblivého pístu, který je soustružen na více různých průměrů. Na nejspodnější část budou později uchycovány lisovací nástroje.

2.2.2. Návrh hydraulického a pneumatického čerpadla

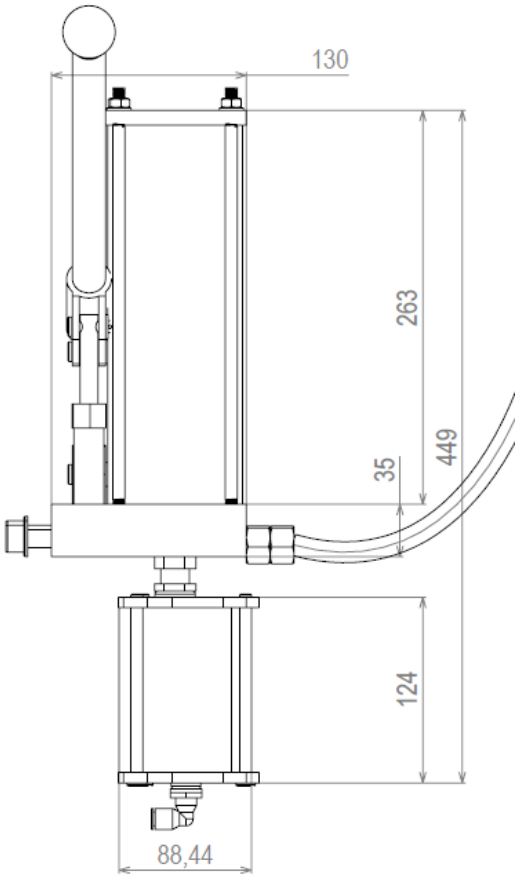
Bylo zvoleno typizované čerpadlo BW 700B WZWP-050MPV, bližší specifikace jsou uvedeny ve výrobní dokumentaci. Tato komponenta byla zvolena kvůli vyhovujícím rozměrům, ceně, dále kvůli ideálnímu tlaku, který je schopna generovat, také kvůli tomu, že se jedná o běžně skladovou položku.

Parametry garantované výrobcem[7]:

- Nominální tlak oleje: max. 700 bar
- Průtok oleje (manuální zdvih): cca 8 cm^3 / úder
- Průtok oleje (pneumatický): cca 3 cm^3 / 1s na 8 bar stlačeného vzduchu
- Objem oleje: cca 1100 cm^3
- Přípojka olejové hadice: M20 x 1,5
- Tlaková hadice, délka: 1350 mm
- Stlačený vzduch: 8 bar
- Hmotnost: 11 kg

Dle rozměrů uvedených výrobcem byla hydraulická pumpa překreslena do 3D modelu, veškeré další návaznosti jsou uzpůsobeny tomuto konkrétnímu typu. Zařízení je vhodné pro použití dílenských lisů s potřebným tlakem 700bar a zátěže od 20 až do 50 tun. Ovládat lze ručně, nebo pomocí kompresoru. Ve spodní části se nachází převodník stlačeného vzduchu na tlak oleje. Děje se tak pomocí důmyslného mechanismu, který obsahuje membránu, ta se neustále překlápí a vrací do původní polohy pomocí pružin a tím

vytváří mechanickou práci. V horní části se nachází zásobník s hydraulickým olejem, v pravé části je přípojka, v zadní části se nachází vypouštěcí ventil a vlevo je ruční pumpování s pákou a dvoučinnou hydraulickou pumpou.

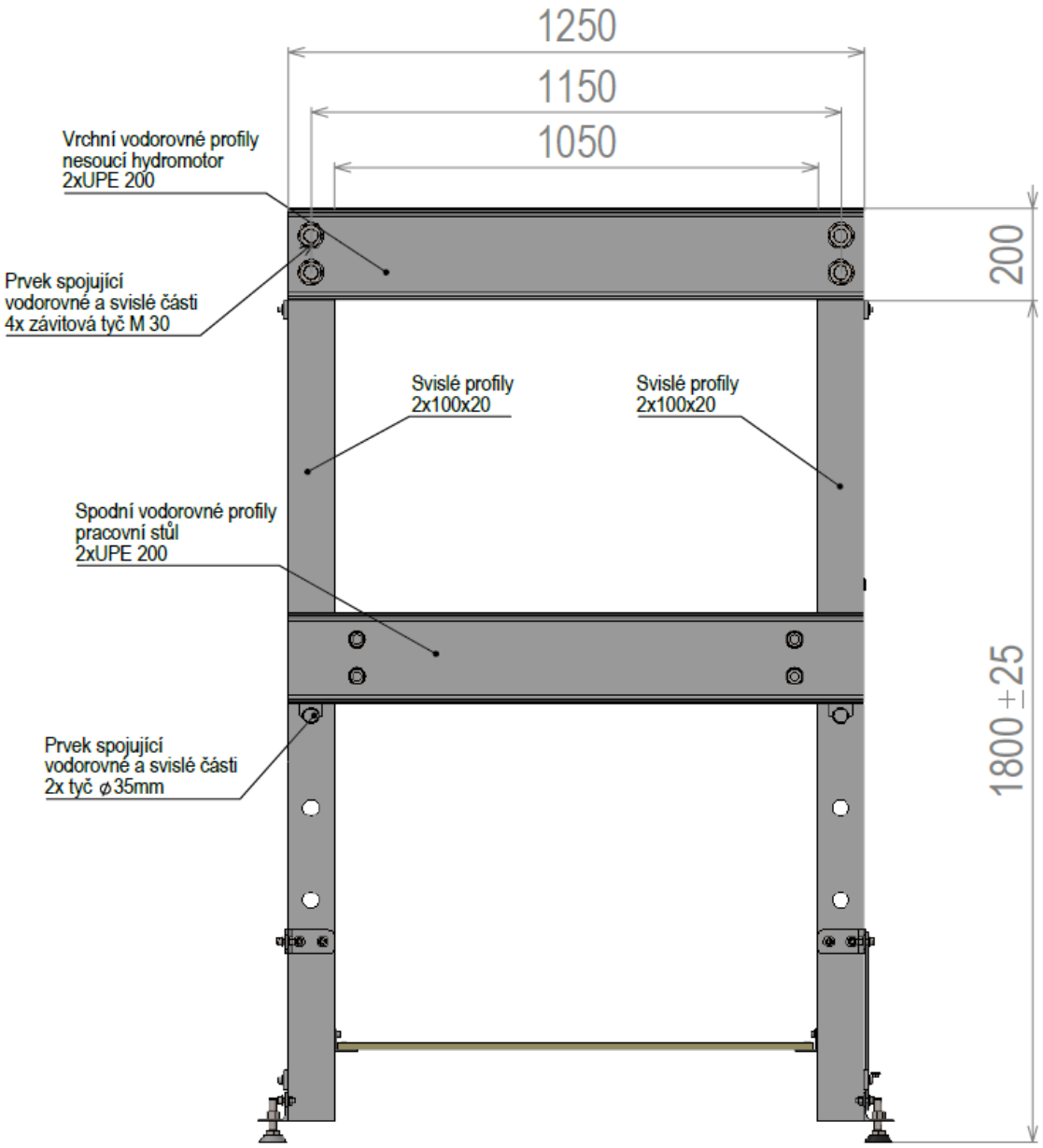


Obr. 20: Hydraulická pumpa

2.3. Návrh Nosného rámu

2.3.1. Předběžný koncepční návrh

Na obr. 21 je zachyceno provedení nosného rámu dle prvotního záměru. Veškeré zátěžové komponenty budou podrobeny kontrolním výpočtům, ty budou v případě nedostatečné únosnosti upraveny. Na základě předběžného koncepčního návrhu bude vytvořen výpočtový model, ze kterého bude možné dále vycházet.



Obr. 21: Koncepční návrh hydraulického lisu

2.3.2. Popis nosných prvků předběžného návrhu

Snahou návrhu je docílit subtilní konstrukce, nezvyšovat zbytečně dimenze profilů nebo hmotnost dílců. Konstrukce má být navržena tak, aby byla dodržena její rozebíratelnost. To má zaručit snadnou přepravu dílců.

Vodorovné nosné profily

Pro spodní i vrchní vodorovné profily byly použity nosníky 2x UPE 200 (vedle sebe). Použitý materiál pro tyto konstrukční prvky je ocel **S 355 J2G3**. Jedná se o běžnou konstrukční ocel se zaručenou svařitelností. Používá se běžně ve stavebnictví jako konstrukční ocel nosníků, profily typu I, U, H, a podobně. Společně s konstrukční ocelí S 235 JR je běžně skladově dostupná u prodejců. Oproti oceli S 235 JR má výhodu vyšší meze kluzu. Nevýhodou této oceli je vyšší cena, přibližně o třetinu.

Vrchní nosníky ponesou hydromotor, který bude stavitelný do stran - upevnění hydromotoru bude provedeno pomocí plechu tl. 20mm a stranový posun je zajištěn pomocí rolny, aretace je zajištěna stavěcím šroubem. Hydromotor zatěžuje v libovolných polohách vodorovné nosníky silou 300kN.

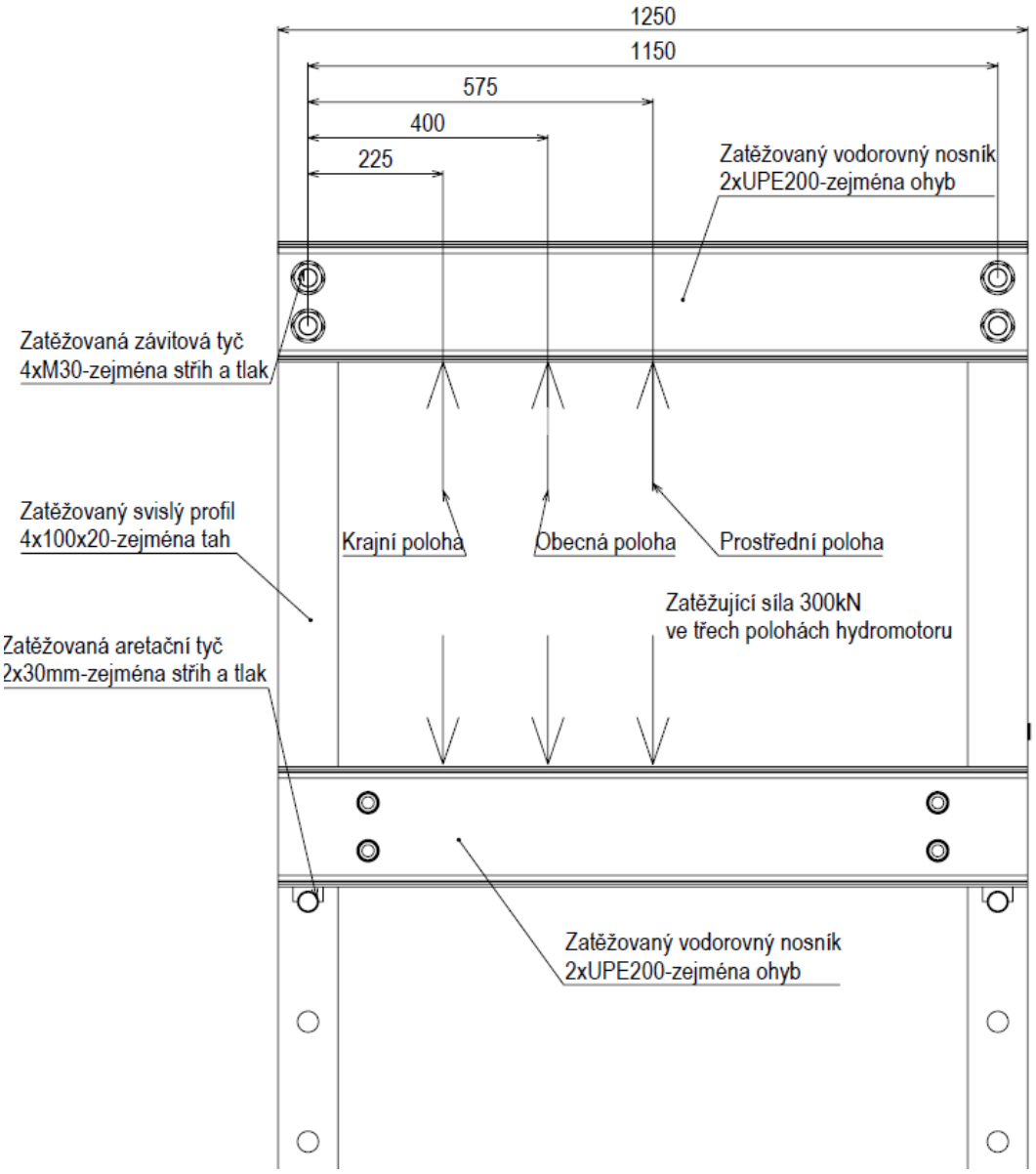
Na spodních nosnících bude umístěno upínací zařízení pro lisované části. Výšková stavitelnost stolu bude zajištěna pomocí lanek, která jsou napínána navijákem s rohatkou a západkou. Aretace je provedena dvěma tyčemi o průměru 32mm, tyto aretační tyče musí zvládnout přenést zatížení 300kN v různých polohách hydromotoru. U tyčí nelze více navyšovat průřez, kvůli manipulaci a oslabovaní svislých profilů, tudíž pro tyto prvky byla zvolena ušlechtilá legovaná ocel **42CrMoS4,** která je vhodná pro obrábění. Používá se také jako materiál vysokopevnostních šroubů 12.9.

Svislé profily

Jako svislé profily byla zvolena ocel obdélníkového průřezu 100x20, materiál konstrukční ocel **S 355 J2G3**. Stejně jako u vodorovných profilů UPE 200 tyto profily jsou namáhány zejména na tah, průřez je oslaben vrtáním aretačních tyčí.

2.3.3. Výpočtový model

Na následujícím schématu je vyobrazen způsob zatěžování rámu. Dle tohoto principu se bude odvíjet následný výpočtový model a případné konstrukční úpravy. Jelikož je umožněno polohovat hydromotor, budou pro účely výpočty uvažovány dvě kritické a jedna obecná polohy. Pro vodorovné profily bude kritická prostřední poloha, kde jsou prvky nejvíce zatěžovány na ohyb. Krajní poloha bude kritická pro sloupky, aretační tyče, nosné závitové tyče. Na obr. 22 je vyobrazen zjednodušený výpočtový model.



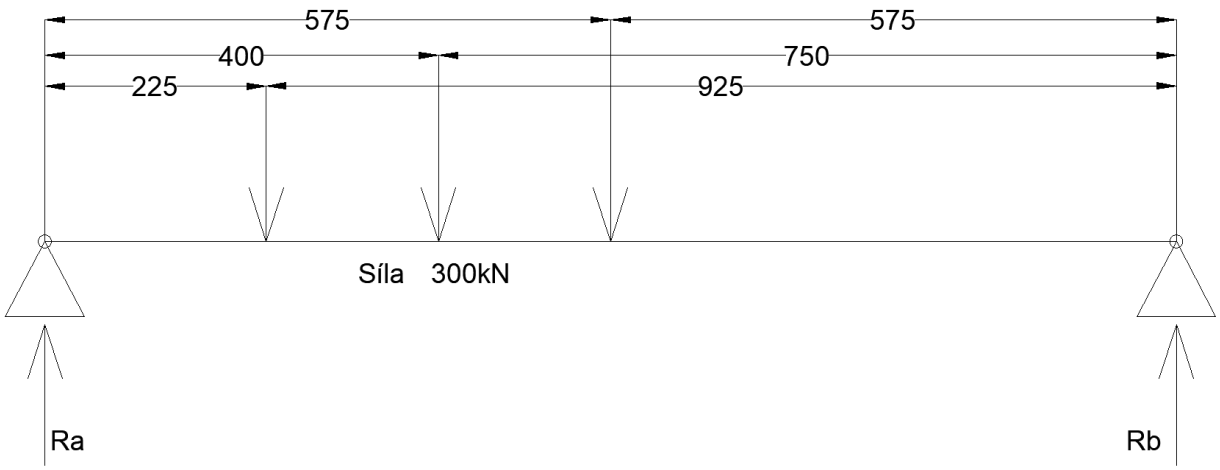
Obr. 22: Schéma zatěžování rámu

2.3.4. Návrh vodorovného nosníku

Při kontrolních výpočtech musíme uvažovat se stranově posuvným hydromotorem, což způsobuje posouvání zatěžující síly.

Pro kontrolní výpočty budou uvažovány tři polohy - uprostřed, krajní a obecná. Pro každou tuto polohu stanovíme kritické místo a maximální zátěžnou sílu.

Stanovení reakcí v podporách



Obr. 23: Schéma reakcí

- **Reakce v prostřední poloze**

Výsledná ohybová síla:

$$F_{ohyb} = 300\,000\ N \tag{10}$$

Výpočet reakcí Ra, Rb:

$$R_a * 1{,}150 - 300\,000 * 0{,}575 = 0 \tag{11}$$

$$R_a = 150\,000\ N \tag{12}$$

$$R_b = R_a = 150\,000N \tag{13}$$

Výsledná ohybová síla:

$$F_{ohyb} = 300\,000\ N \tag{10}$$

Výpočet reakcí Ra, Rb:

$$R_a * 1{,}150 - 300\,000 * 0{,}75 = 0 \quad (11)$$

$$R_a = 195\,652{,}17\ N \quad (12)$$

$$R_a = F_{ohyb} - R_b = 104\,347{,}82N \quad (13)$$

- **Reakce v obecné poloze**

Výsledná ohybová síla:

$$F_{ohyb} = 300\,000\ N \quad (10)$$

Výpočet reakcí Ra, Rb:

$$R_a * 1{,}150 - 300\,000 * 0{,}75 = 0 \quad (11)$$

$$R_a = 195\,652{,}17\ N \quad (12)$$

$$R_a = F_{ohyb} - R_b = 104\,347{,}82N \quad (13)$$

- **Reakce v krajní poloze**

Výsledná ohybová síla:

$$F_{ohyb} = 300\,000\ N \quad (10)$$

Výpočet reakcí Ra, Rb:

$$R_a * 1{,}150 - 300\,000 * 0{,}925 = 0 \quad (11)$$

$$R_a = 241\,304{,}34\ N \tag{12}$$

$$R_a = F_{ohyb} - R_b = 58\,695{,}65N \tag{13}$$

Ve výše uvedených rovnicích byly dopočítány veškeré reakční síly potřebné do následujících výpočtů, například k určení ohybového momentu. Hodnoty jsou pro přehlednost uvedeny v tabulce 3.

Tabulka 3: Reakční síly v podporách v závislosti na poloze hydromotoru

	Krajní poloha	Obecná poloha	Prostřední poloha
Reakce v podpoře R_a	$241\,304{,}34\ N$	$195\,652{,}17\ N$	$150\,000\ N$
Reakce v podpoře R_b	$58\,695{,}65N$	$104\,347{,}82N$	$150\,000\ N$

Vlastnosti materiálu S 355 J2G3

Vlastnosti materiálu jsou určeny z atestu, který je dodáván výrobcem materiálu. Jedná se o povinnou součást dodávky hutního materiálu. Každá výrobní šarže ocele je podrobena testům jakosti, jako například tahová nebo rázová zkouška. Tento dokument lze vyžádat od prodejce na jakýkoli hutní polotovar. Při pevnostních výpočtech je třeba z těchto hodnot vycházet.

Přehled vlastností oceli S355J2								1.0577
Druh oceli	**Nelegovaná jakostní konstrukční ocel**							
TDP	ČSN EN 10025-2: 2005							
Dřívější označení	S355J2G4 podle EN 10025: 1990 +A1: 1993; St 52-3 N podle DIN 17100; 11 503 podle ČSN							
Chemické složení v % hmot. (rozbor tavby)	**C max. pro tloušťku v mm**			Mn	Si	P	S	N
	≤ 16	>16≤40	>40 [1]	max.	max.	max.	max.	max.
	0,20 [5]	0,20 [4]	0,22	1,60	0,55	0,025	0,025	-
Složení hotového výrobku	0,23 [5]	0,23 [4]	0,24	1,70	0,60	0,035	0,035	-
Mechanické vlastnosti pro zkoušky v podélném směru	**Minimální mez kluzu R_{eH} MPa pro výrobky jmenovité tloušťky v mm :**							
	≤16	>16≤40	>40≤63	>63≤80	>80≤100	>100≤150	>150≤200	>200≤250
	355	345	335	325	315	295	285	275
	Pevnost v tahu R_m MPa pro výrobky jmenovité tloušťky v mm :							
	≥3 ≤ 100			> 100 ≤ 150		> 150 ≤ 250		
	470-630			450-600		450-600		
	Minimální tažnost v % ($L_0 = 5.65\sqrt{S_0}$) pro výrobky jmenovité tloušťky v mm v [8] :							
	≥ 3 ≤ 40		> 40 ≤ 63	> 63 ≤ 100		> 100 ≤ 150		> 150 ≤ 250
	22		21	20		18		17
	Minimální nárazová práce KV (J) při - 20° C pro výrobky jmenovité tloušťky v mm [2], [6]:							
	≤ 150				>150 ≤ 250			
	27 [6]				27 [6]			

Obr. 24: Atest materiálu S 355 J2G3

Početní kontrola profilu

Nejprve bude pro vodorovný prvek uvažován prostý nosník 2xUPE 200 umístěn vedle sebe. Pro výpočet uvažujeme prostý ohyb nosníku, síla působí uprostřed.

Zatěžující síla na jeden nosník.

$$F_o = \frac{300\,000}{2} = 150\,000\ N \tag{14}$$

Ohybový moment:

$$M_o = 75\,000 * 575 = 43\,125\,000\ Nmm \tag{15}$$

Kvadratický moment:

$$J_{p-X} = 18554862{,}6666667 mm^4 \tag{16}$$

Modul v ohybu:

$$W_{o-X} = 185548{,}626666667 mm^3 \tag{17}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{o-X}}{W_{o-X}} = \frac{43\,125\,000}{185548{,}62} = 232{,}41 MPa \tag{18}$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{355}{232{,}41} = 1{,}52 \tag{19}$$

Z výsledků lze odečíst, že stav není příliš příznivý, bezpečnost sice vyšla vyšší než jedna, přesto je potřeba hodnotu navýšit alespoň přes hodnotu dvě. Je třeba brát v úvahu různé situace, které mohou nastat. Například, že rám bude zatížen více, než se předpokládalo původně. Dále je dobré také uvažovat s cyklickým namáháním, které vzniká opětovným zatěžováním a odlehčováním rámu, kontrole na únavu materiálu bude věnována část této práce. V případě, že bezpečnost přesáhne hodnotu 2, lze říci, že je nosník dimenzován téměř na neomezenou životnost.

Nyní bude muset být provedena MKP analýza, aby bylo možné určit kritická místa a dle toho tato místa navrhnout. Bude třeba sledovat, v jakých místech nosníku vznikají nejvyšší napětí způsobená ohybem, ale mohou se také v některých místech vyskytnout lokální špičková napětí.

Pro MKP výpočty bude použit software Simulation od firmy Dassault Systemes, jako nadstavba návrhového software Solidworks.

Parametry statického výpočtu:

Statické studie počítají posuny, reakční síly, namáhání, napětí a rozložení koeficientu bezpečnosti. Materiál selže v místech, kde napětí překročí určitou úroveň. Výpočty koeficientu bezpečnosti jsou založeny na kritériu selhání. Software nabízí 4 kritéria selhání. Statické studie pomáhají předejít selhání v důsledku vysokých napětí. Koeficient bezpečnosti menší než 1 značí selhání materiálu. Vysoké koeficienty bezpečnosti v oblasti značí nízká napětí, tudíž je pravděpodobné, že z dané oblasti bude možné určitý materiál odstranit. [16]

Zatížení, které se na těleso vyvine, se přenáší celým objemem. Těleso se vlivem působením vnějších sil ustálí za pomocí vnitřních sil do rovnovážné polohy. Pomocí MKP statické lineární metody lze určit posuny, namáhání, napětí a reakční síly.

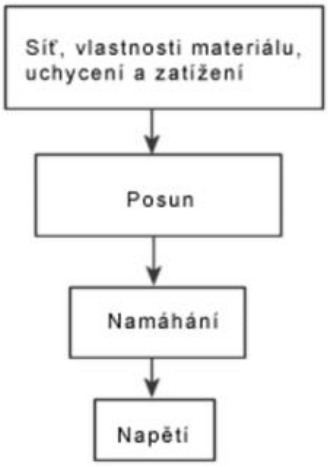
Statický předpoklad - Veškerá zatížení jsou vyvinuta pomalu a postupně, dokud nedosáhnou své maximální hodnoty. Po dosažení maximální hodnoty zůstávají konstantní. Jsou zanedbány síly setrvačnosti a tlumení.

Předpoklad linearity - Veškeré materiály splňují Hookův zákon. Napětí je přímo úměrné namáhání. Působení jsou dostatečně malá, ve výpočtu je zanedbána změna tuhosti vlivem zatížení. Zatížení má konstantní velikost, směr a rozložení.

Pořadí výpočtu:

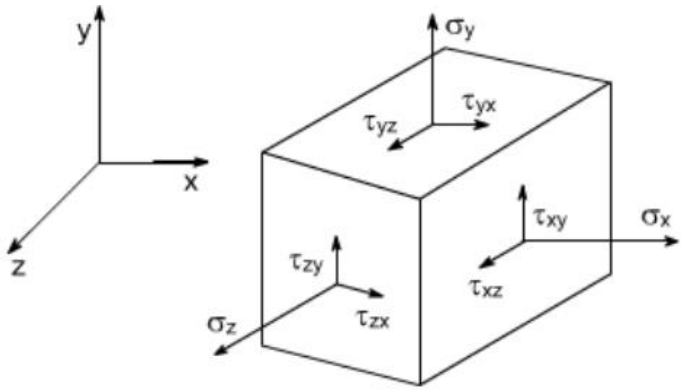
1. Program vytvoří a řeší systém simultánních rovnic rovnováhy konečných elementů, pomocí kterého spočítáte složky posunu v každém uzlu.
2. Program potom použije výsledky posunu k výpočtu složek namáhání.
3. Program použije výsledky namáhání a vztahy mezi napětími a namáháními k výpočtu napětí.[16]

Na obr. 25 je názorně vysvětleno pořadí výpočtu tak, jak jej provádí software



Obr. 25: Pořadí statického výpočtu[16]

Elementární a uzlová napětí:



$$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z - normálové\ napětí$$

$$\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz} - smykové\ napětí$$

Obr. 26: Elementární uzlová napětí[16]

Složky napětí závisí na směrech, ve kterých byly spočítány. Pro určité souřadnice osy rotace zmizí smyková napětí. Zbývající tři složky normálového napětí se nazývají napětí osy. Směry přidružené k napětím osy se nazývají směry osy.

Pro stanovení napětí při výpočtu bylo použito kritérium **von Mises.**

Von Mises

Na rozdíl od složek napětí, napětí von Mises nemá žádný směr. Je plně definováno velikostí a jednotkami napětí. Pomocí napětí von Mises kritéria selhání zjistí selhání tažných materiálů.

Napětí von Mises se spočítá ze šesti složek napětí následovně:

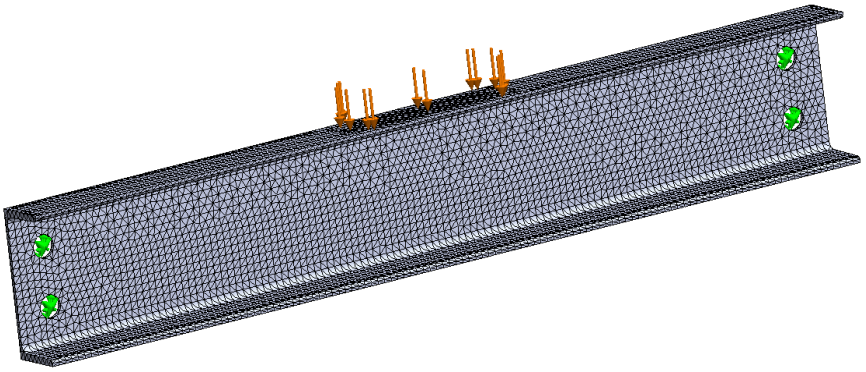
$$Von = [0{,}5 * \left[\left(\sigma_x - \sigma_y\right)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + \left(\sigma_y - \sigma_z\right)^2\right] + 3 * [{\tau_{xy}}^2 + {\tau_{xz}}^2 + {\tau_{yz}}^2]^{0{,}5} \quad (19)$$

Pro výpočet zatěžovaných prvků bude použita Objemová síť. Jedná se o síť se čtyřstěnnými 3D objemovými elementy. Tato síť je vhodná pro mohutné objekty.

Výpočet nosníku:

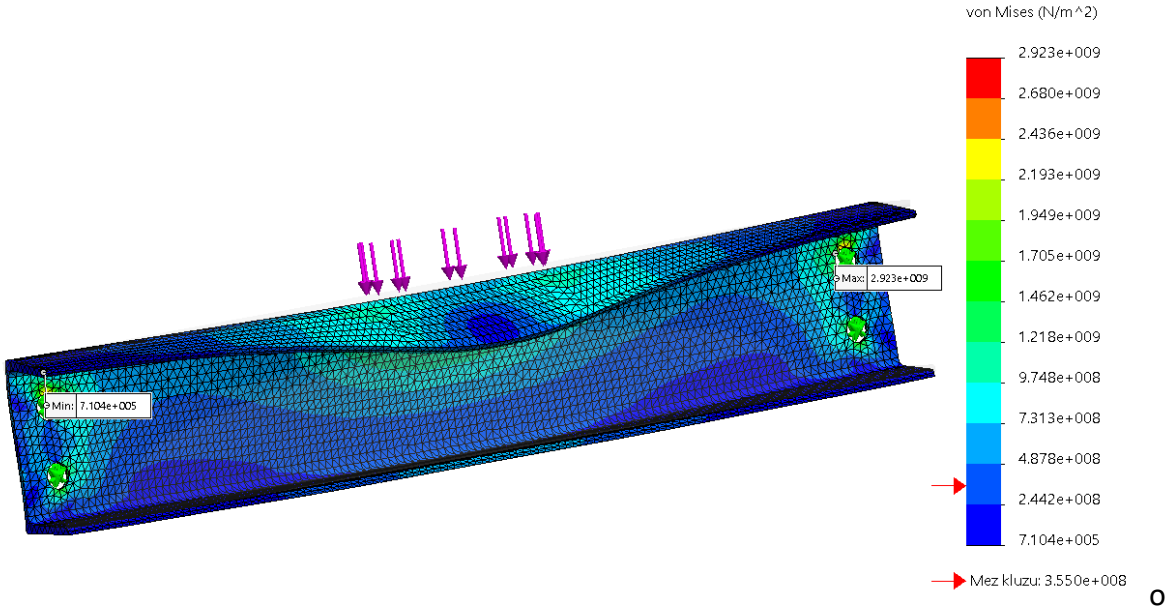
Nejprve je třeba definovat veškeré potřebné podmínky. Výpočet bude proveden jako statická lineární analýza. Dále je potřeba zvolit použitý materiál S 355 J2G3 s mezí kluzu

355Mpa. Síla o hodnotě 150 000N působí na ploše stejného rozměru jako uchycení hydromotoru. Uchycení nosníku je provedeno čepy - umožňují rotaci. Síť je vytvořena jako objemová.



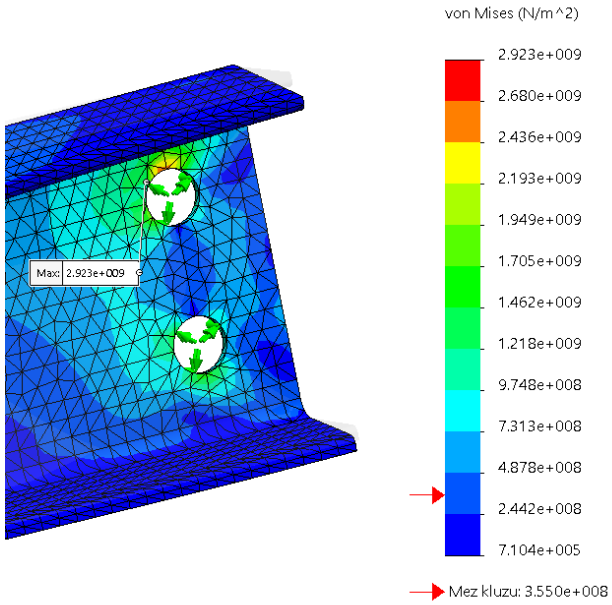
Obr. 27: Definování výpočtových podmínek

Nyní lze spustit samotný výpočet zatížení Prostého nosníku UPE 200.



Obr. 28: Zatížení prostého nosníku UPE 200

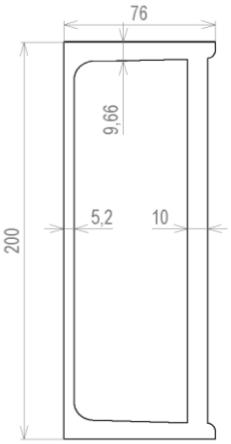
Na obr. 28 lze vidět, v kterých místech jsou překročeny meze kluzu. Zejména uprostřed na svislé stojině profilu, dále dochází k deformování vodorovného žebra a také dochází ke špičkovému napětí v místě uložení nosníku na čepy.



Obr. 29: Detail-napětí v uložení

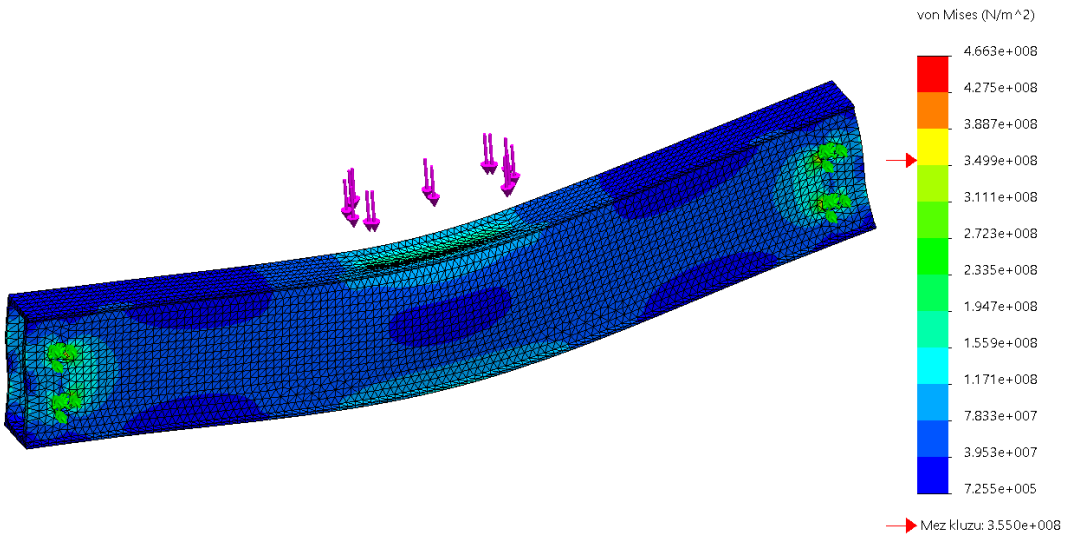
Na obr. 29 jsou detailněji vyobrazeny uzly v místě uložení, ve kterém je překročena hodnota mezi kluzu.

Jelikož nelze zvyšovat dimenze nosníku kvůli zachování uživatelsky příznivých rozměrů a hmotností, bude použito vyztužení nosníku zaslepením otevřené části plechem tl.10mm, který bude svařen ke stěnám nosníku V-svary viz obr. 29.



Obr. 30 Upravený profil UPE 200 s navařeným zaslepením

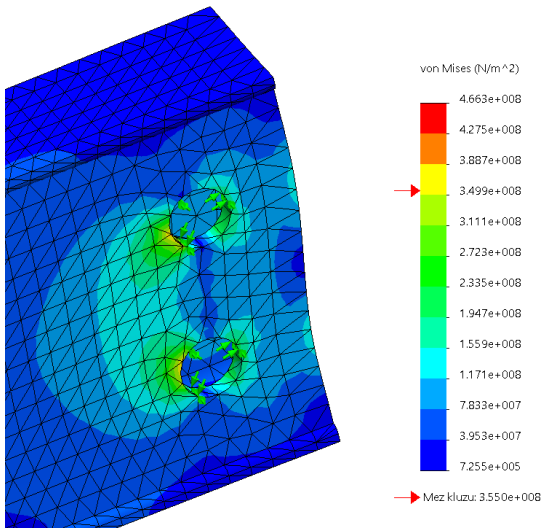
Nyní bude takto upravený nosník podroben statické zkoušce.



Obr. 31: Zatížení upraveného nosníku UPE200

Situace na obr. 31 zatíženého nosníku již vypadá příznivě. Nejvyšší posunutí uzlu dosahuje pouze hodnoty 0,804mm.

Kontrola uložení na čepy na obr. 32 vypadá také příznivě. Nyní jsou síly místo čtyř, rozloženy do osmi děr. Žádný z uzlů nepřekonává mez pevnosti materiálu. Některé z uzlů v místě uložení se pohybují na mezi kluzu, což nepředstavuje pro tuto situaci žádnou hrozbu, protože v takovém případě materiál pouze zplastizuje.



Obr. 32 Detail uložení upraveného nosníku UPE200

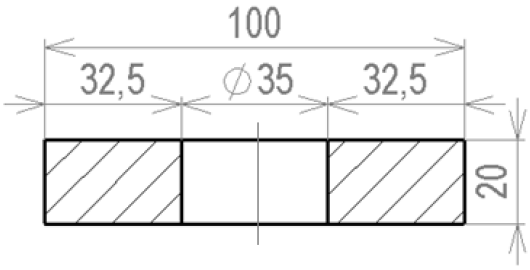
Stejný princip bude použit pro vodorovné nosníky ve vrchní i spodní části

Technologický postup výroby vodorovného nosného prvku

Profil UPE 200 bude zakoupen jako hotový polotovar z materiálu S 355 J2G3, který se nadělí pásovou pilou na příslušnou délku. Plech 183x1250x10mm bude proveden jako laserový výpalek z plechu o jakosti S 355 J2G3, na plechu nebudou vypáleny díry. Na plechu budou na stranách délky 1250 mm provedeny úkosy. Po ustavení profilu UPE 200 a plechu do svařovacího přípravku, budou tyto dva dílce vzájemně upevněny 6-ti bodovými svary. U svařence nejdříve proběhne předehřev acetylenovým hořákem, kvůli snížení deformace teplem a zbytkového pnutí na teplotu přibližně 300°C. V svar bude prováděn střídavě na vrchní a spodní straně. Po ukončení sváření proběhne zahřátí nosníku na opačné straně svařované stěny acetylenovým hořákem, aby došlo k uvolnění pnutí. Při zahřívání je třeba proměřovat rovinnost profilu tak, aby nedocházelo k většímu vyboulení nosníku než 2mm. Na těchto nosnících bude pojíždět hydromotor na rolnách. Na držáku hydromotoru jsou z těchto důvodů ponechány vůle. Pokud nebude postačovat rovnání profilu zahřívání hořákem, lze použít mechanické rovnání například pomocí lisu. Na závěr budou do svařence vyvrtány díry o průměru 31mm pomocí jádrového vrtáku na kov. Možno použít magnetickou vrtačku, díry lze také frézovat, záleží na výrobních dispozicích a vybavenosti dílny.

2.3.5. Návrh svislého profilu.

Při kontrolních výpočtech pro svislé profily je uvažováno s prostým tahem. Svislé prvky jsou provedeny z ploché ocele o rozměru 100x20. Prvek bude nejdříve zkontrolován na prostý tah obdelníkového průřezu, který je oslaben vrtáním. Následně bude provedena MKP kontrola. Jelikož se nepředpokládá takové namáhání jako u vodorovných profilů, bude uvažován materiál S 235 JR, který je dostupnější. Na obr. 33 jsou zobrazeny rozměry průřezu v místě kde je materiálu nejméně. Lze předběžně předpokládat, že mimo zvýšené napětí tahem zde budou vznikat špičkové napětí v okrajích díry.



Obr. 33: Řez místem vrtání

Pro výpočet je uvažován hydromotor v krajní poloze, kde zatěžuje nejvíce svislé profily. Reakce v podporách v této poloze byla stanovena v předchozím výpočtu. Na následující straně budou provedeny analytické kontrolní výpočty s uvažováním prostého tahu.

Tahová síla $$F = 58\,695{,}65\ N \tag{20}$$

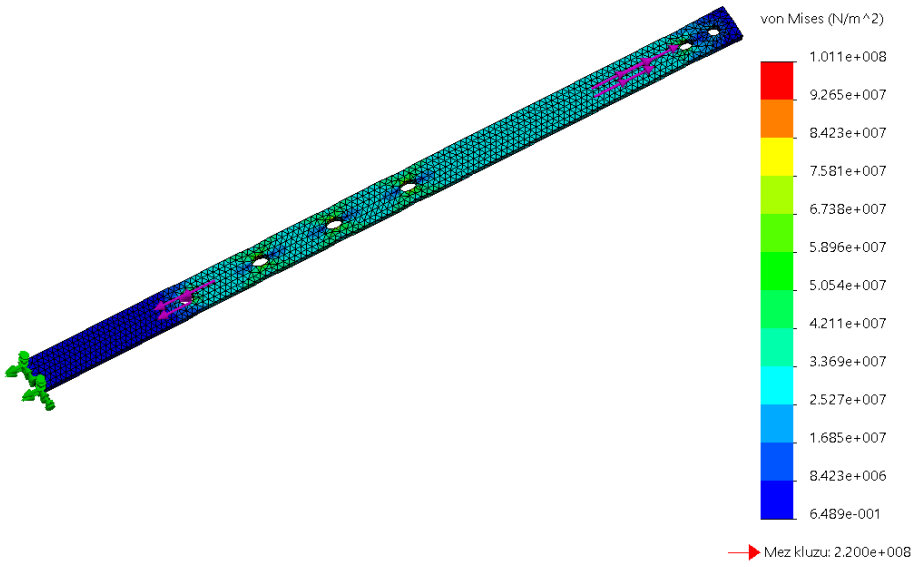
tahová síla jednoho prvku: $$F_{tah} = \frac{58\,695{,}65}{2} = 29\,347{,}82\ N \tag{21}$$

Průřez prof0ilu: $$S = 0{,}0325 * 0{,}02 * 2 = 0{,}0013 m^2 \tag{22}$$

Napětí v tahu: $$\sigma_{tah} = \frac{F_{tah}}{S} = \frac{29\,347{,}82}{0{,}0013} = 22{,}5\ MPa \tag{23}$$

Bezpečnost: $$k = \frac{235}{22{,}5} = 10{,}44 \tag{24}$$

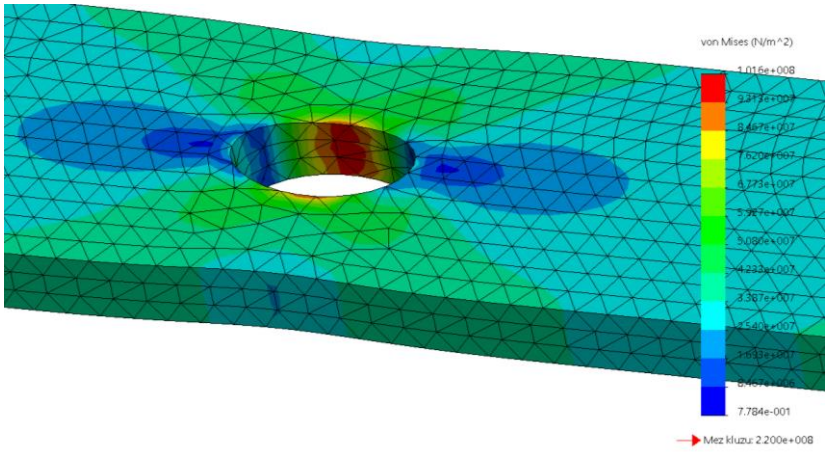
Svislé nohy jsou dostatečně dimenzovány, napětí se v žádném případě nemůže přiblížit k hodnotě mezi kluzu. Dále bude proveden MKP výpočet jehož výsledky jsou vyobrazeny na obr. 34.



Obr. 34: MKP zatížení svislého profilu

V MKP řešiči byl zadán materiál S 235 JR, fixní uchycení (vetknutí) bylo zadefinováno ve spodní části prvku. Tahové zatížení bylo zadáno do kruhové plochy, aby bylo zachyceno skutečné namáhání od šroubů a aretační tyče. V MKP výpočtu bylo prozkoumáno tahové zatížení profilů a také kontaktní místa, kde jsou umístěny šrouby a aretační tyče.

Z výsledků namáhání profilu tahem je patrné, že se zatížení pohybuje v bezpečném rozsahu. Na obr. 35 je blíže uveden detail v místě vrtání.



Obr. 35: MKP detail v místě vrtání

Špičková napětí v místě vrtání se zdaleka nepřibližují k mezi kluzu, z toho lze usoudit, že je zvolená dimenze naprosto dostačující.

Technologický postup výroby svislého prvku

Pro výrobu svislého prvku bude použit polotovar plochá ocel 100x20 válcovaná za tepla, která je běžně k dostání v délce 6m. Tyč bude nadělena na pásové pile na potřebnou délku. Otvory můžou být do profilu frézovány, nebo vyvrtány jádrovým vrtákem na kov. Pro výrobu je dobré použít profil válcovaný zatepla, profil válcovaný za studena je sice přesnější, ale jeho výrobou v něm zůstávají zbytková pnutí, což způsobuje deformace profilu při frézování otvorů, tudíž by se výrobky musely ještě dodatečně rovnat na lisu.

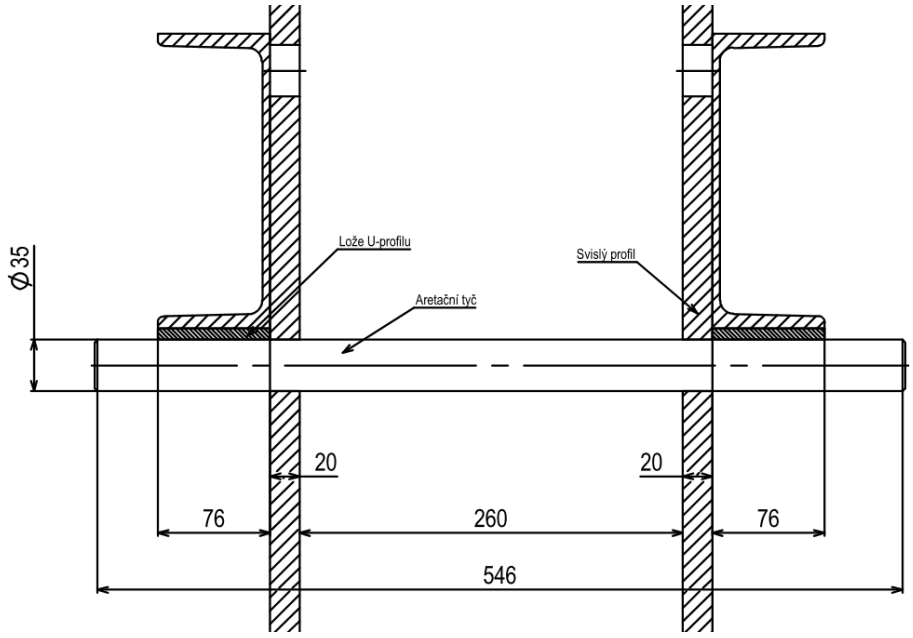
2.3.6. Návrh aretační tyče

Aretace je provedena tyčemi o průměru 32mm, tyto aretační tyče musí přenést zatížení 300kN v různých polohách hydromotoru. Jako materiál byla zvolena ušlechtilá legovaná ocel 42CrMoS4 s mezí kluzu 900MPa.

Pro výpočet zatížení tyče na střih bude uvažována mez kluzu:

$$R_{střih} = 0{,}6 * R_e = 540\ Mpa \tag{24}$$

Aretační tyč je nejvíce zatěžována v krajní poloze hydromotoru.



Obr. 36: Schéma uložení aretační tyče

Kontrola tyče na střih

Zatěžující síla: $$F = 29\,347{,}82\ N \quad (25)$$

Průřez: $$S = (\frac{32}{2})^2 * \pi = 804{,}24 mm^2 \quad (26)$$

Napětí: $$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{29\,347{,}82}{804{,}24} = 36{,}49 MPa \quad (27)$$

Bezpečnost: $$k = \frac{540}{36{,}49} = 14{,}79 \quad (28)$$

Kontrola tyče na otlačení

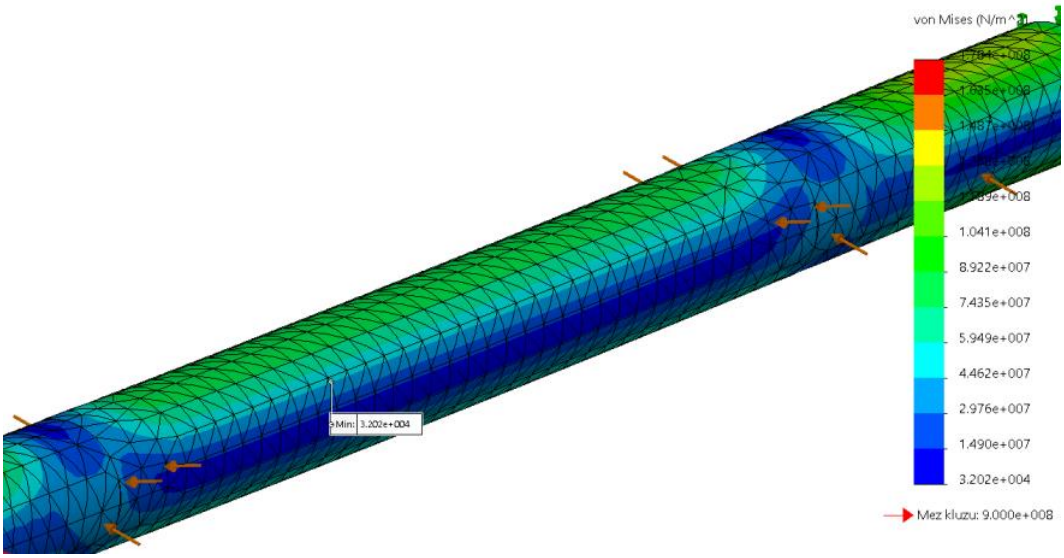
Délka dotekové plochy: $$l = 20 mm \quad (29)$$

Průřez: $$S = D * l = 32 * 20 = 640 mm^2 \quad (30)$$

Napětí: $$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{29\,347{,}82}{640} = 45{,}85\ MPa \quad (31)$$

Bezpečnost: $$k = \frac{540}{45{,}85} = 11{,}77 \quad (32)$$

Z kontroly aretační tyče na střih a otlačení lze soudit, že je dimenze stanovena dostatečně a nehrozí porušení tyče při zatížení. Dále bude provedeno zatížení součásti v MKP.



Obr. 37: Kontrola aretační tyče v MKP

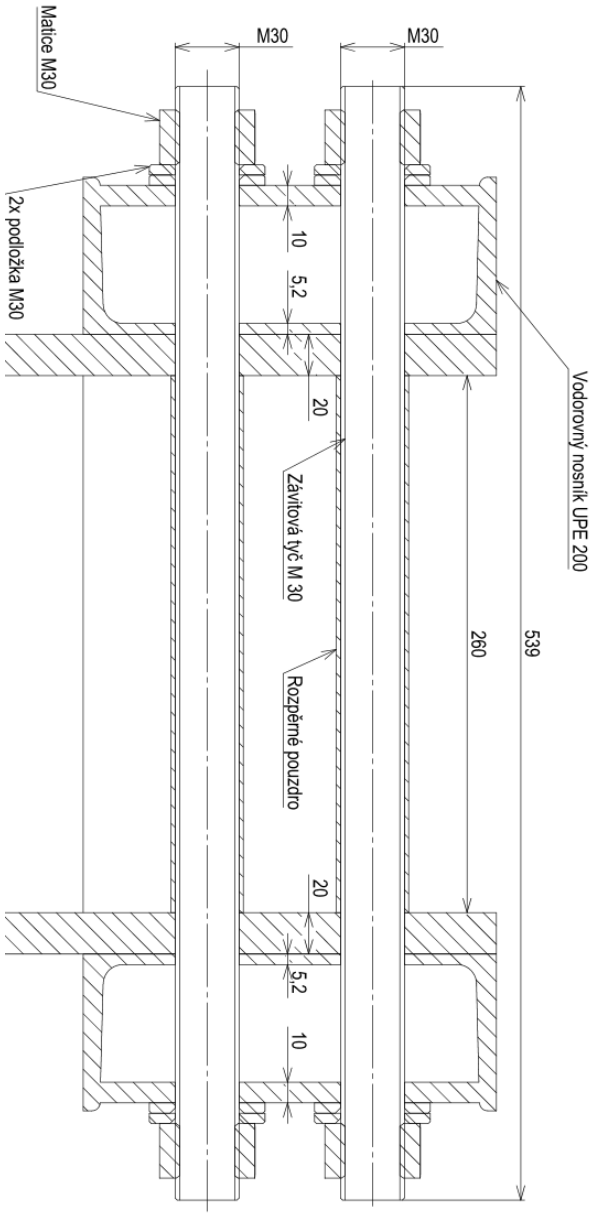
Z výsledků MKP analýzy lze soudit, že v žádném místě není překročena dovolená mez napětí.

Technologický postup výroby aretační tyče

Materiál 42CrMoS4 bude zakoupen jako tažená kruhová ocel s přesností H9. Tyč bude dělena na pásové pile na příslušné délky. Na koncích tyče budou provedeny úkosy. Déle není třeba tyč nijak upravovat.

2.3.7. Návrh uložení vrchních nosníků

Vrchní nosníky jsou uloženy kvůli zaručené rozebíratelnosti na dvou závitových tyčích M30 o pevnosti 12.9. Dále je na každé straně na závitovou tyč osazeno po dvou podložkách M30 a vysokopovnostních matic M30. Závitové tyče byly zvoleny s ohledem na jejich běžnou skladovou dostupnost. Závit je proveden po celé délce. Na obr. 38 je zobrazeno schéma, na kterém je detailněji popsáno provedení uložení.



Obr. 38 Schéma uložení nosníků na závitové tyče

Svislá síla vyvozená od hydromotoru je přenášena předpětím v závitech šroubů. Nyní proběhne kontrola dostatečné dimenze závitové tyče.

Zatěžující síla: $$F = 14\,673{,}91\ N \quad (25)$$

Koeficient tření: $$f = 0{,}2 \quad (26)$$

Síla na jeden šroub:

$$F_{šroub} = \frac{14\,673{,}91}{2} = 7336{,}95\ N \tag{27}$$

Předpětí na šroub:

$$F_{předpětí} = \frac{7336{,}95}{0{,}2} = 36\,684{,}77N \tag{28}$$

Na obr. 39 jsou uvedeny povolená předpětí pro šroub M30-12.9

pevnost		5.8		8.8		10.9		12.9	
D	R	Mu	Fo	Mu	Fo	Mu	Fo	Mu	Fo
		N·m	N	N·m	N	N·m	N	N·m	N
M27	3	**681**	130259	**1038**	198491	**1524**	291534	**1784**	341157
M30	3,5	**924**	158263	**1408**	241163	**2069**	354309	**2421**	414500
M33	3,5	**1256**	197412	**1914**	300819	**2811**	441828	**3290**	517033

Obr. 39: dovolené předpětí šroubů[22]

Koeficient bezpečnosti:

$$k = \frac{414500}{36684{,}77} = 11{,}29 \tag{28}$$

Z výsledků bezpečnosti lze soudit, že dimenze šroubů, přenášející svislé napětí byly navrženy dostatečně.

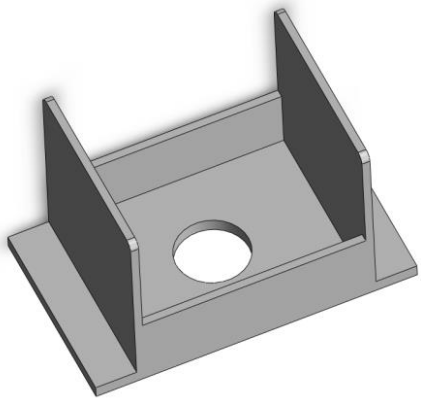
Technologický postup výroby závitové tyče

Prvek bude proveden ze závitové metrické tyče DIN 795 o pevnosti 12.9, která se běžně prodává v délce 1m v povrchové úpravě galvanický zinek. Dělení na potřebné délky proběhne na pásové pile. Konce budou očištěny a zbaveny hrotů tak, aby bylo možné zašroubovat matici M30.

2.3.8. Návrh uchycení hydromotoru

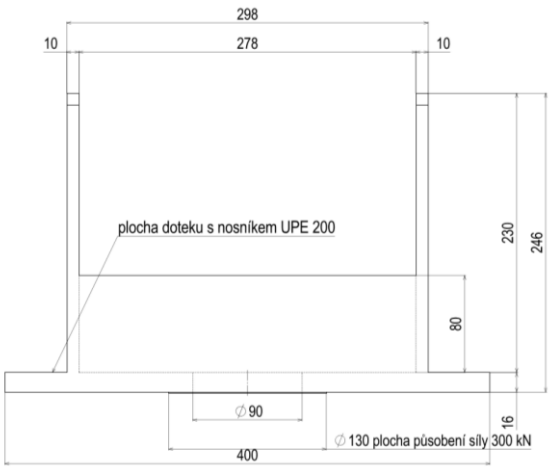
Prvotní návrh

Provedení prvotního návrhu je zřetelné z obr. 40, rozměry jsou uvedeny na obr. 41, veškeré dimenze byly prvotně stanoveny odhadem. Jedná se o svařenec, který je složen z jednotlivých plechů pálených laserovou technologií z plechových polotovarů o jakosti S 355 J2G3 o mezi kluzu 355MPa.



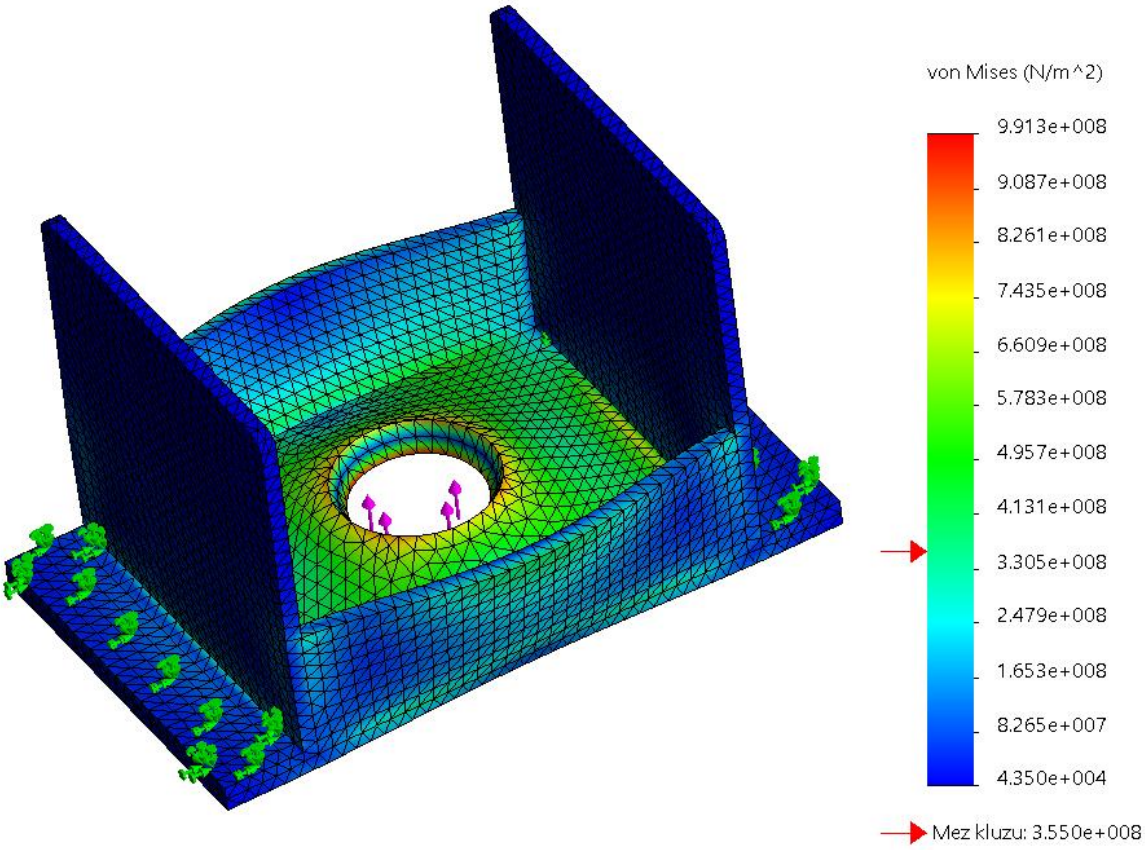
Obr. 40: uchycení hydromotoru axonometrie

Svařenec musí být schopen přenášet sílu 300kN na vodorovné nosníky. Spodní plech je prvotně navržen v rozměru 400x240x16mm, uprostřed je vypálena díra pro průchod hydromotoru. Síla 300kN je roznesena na ploše mezikruží o průměru 130mm. Na spodním plechu jsou navařena výztužná žebra výšky 80mm a dále žebra výšky 230mm, na kterých jsou umístěny rolny pro posuv hydromotoru.



Obr. 41: Rozměry svařence uchycení hydromotoru

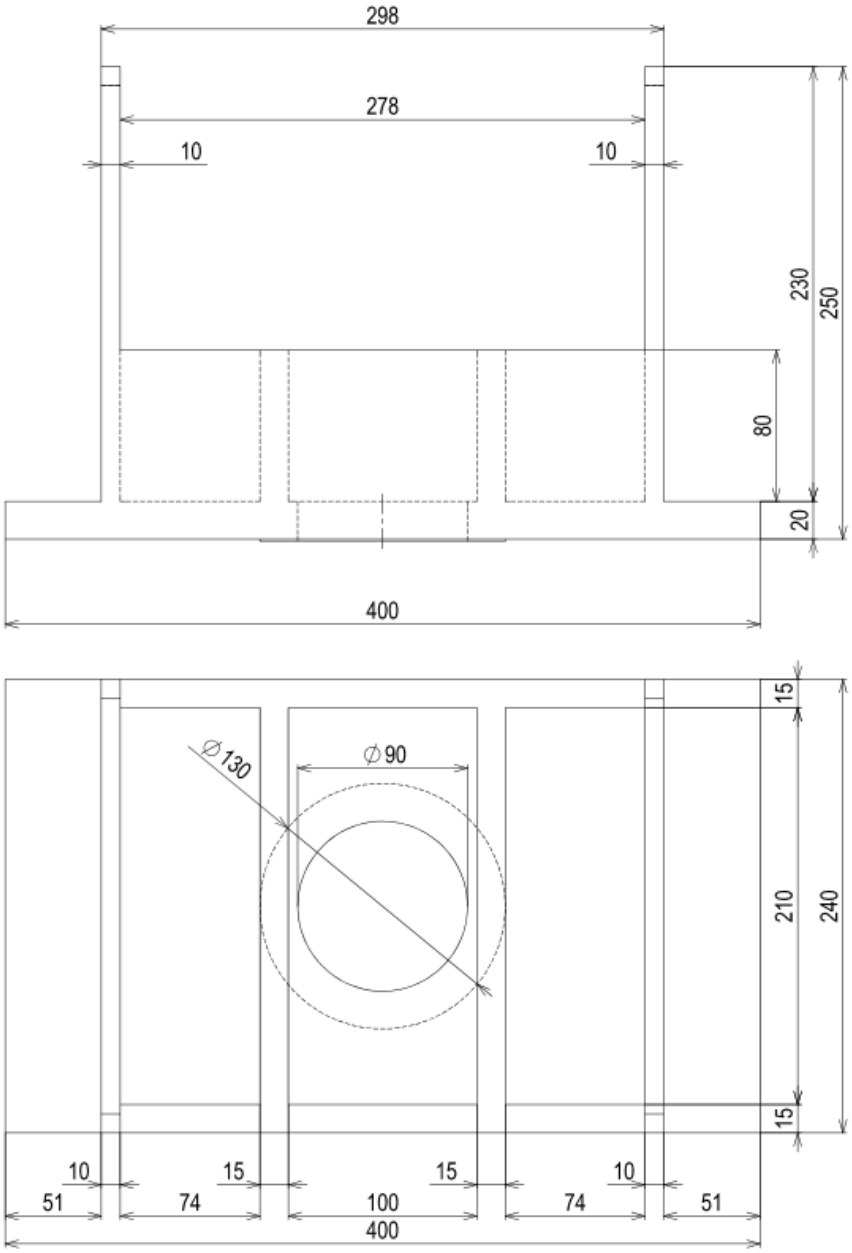
Nyní bude svařenec podroben MKP analýze, materiál je zvolen dle popisu S 355 J2G3, uchycení je definováno jako fixní na plochách doteku s vodorovnými nosníky, síla 300 kN je provedena na mezikruží díry a kružnice o průměru 130mm.



Obr.42: MKP analýza prvotního návrhu uchycení hydromotoru

Z provedené analýzy je patrné, že svařenec ve spoustě ohledů nevyhovuje. Jednak ve spodním plechu a v žebrech vznikají nadměrná napětí vzniklá od průhybu desky, která se pohybují dalece za mezí kluzu. Dále také v místě otvoru vzniká nadměrný tlak od působení matice hydromotoru.

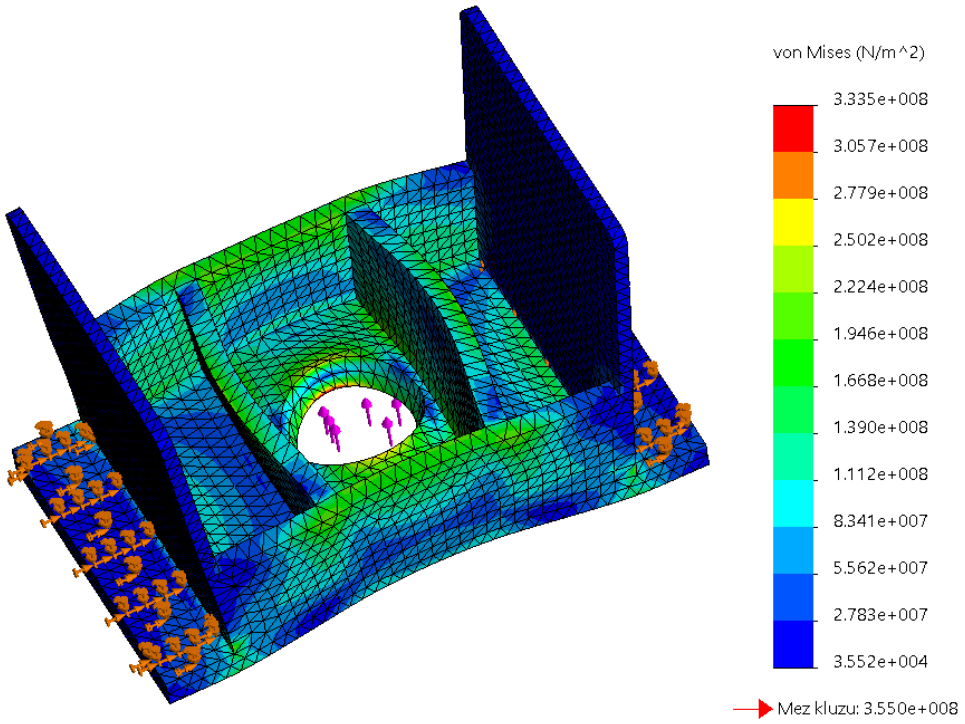
Následně musely být provedeny změny na svařenci, zejména zesílení dimenzí plechů a přidání ještě dvou příčně umístěných žeber. Veškeré rozměry jsou zobrazeny na obr. 43.



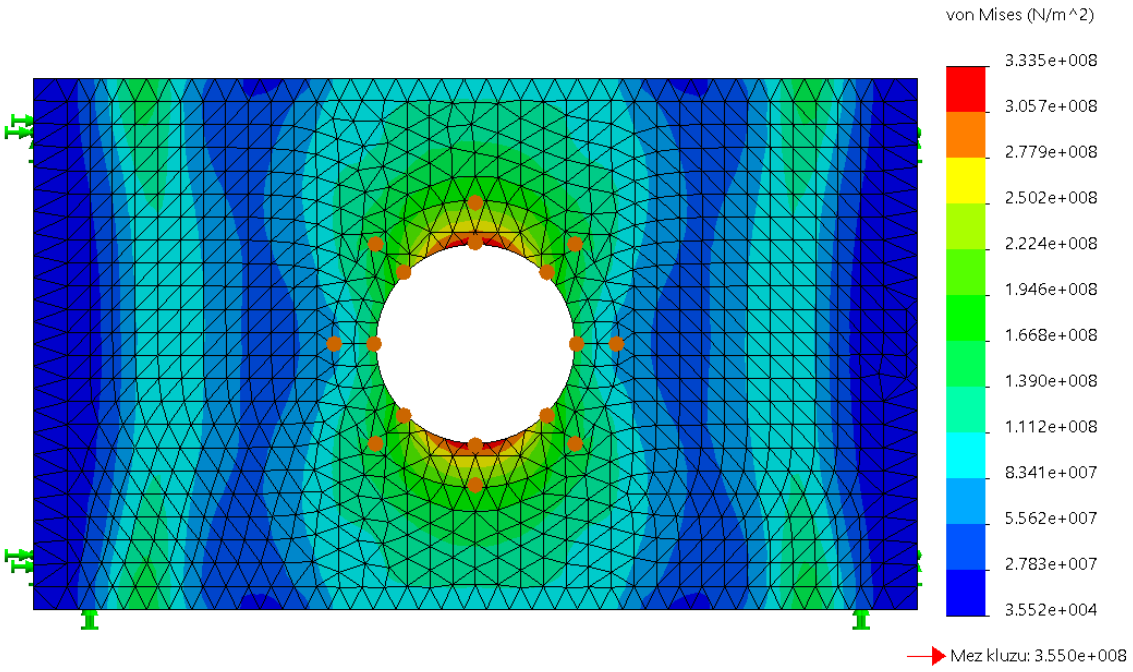
Obr. 43: Rozměry upraveného návrhu svařence

Nyní bude provedena MKP analýza upraveného návrhu. Bude pozorováno, zda se ve svařenci snížilo napětí vyvolané průhybem desky a tlakem způsobeným hydromotorem.

Na obr. 44 a obr. 45 jsou vykresleny výsledky analýzy. Veškeré zadané parametry jsou ponechány stejné jako v předchozím výpočtu.

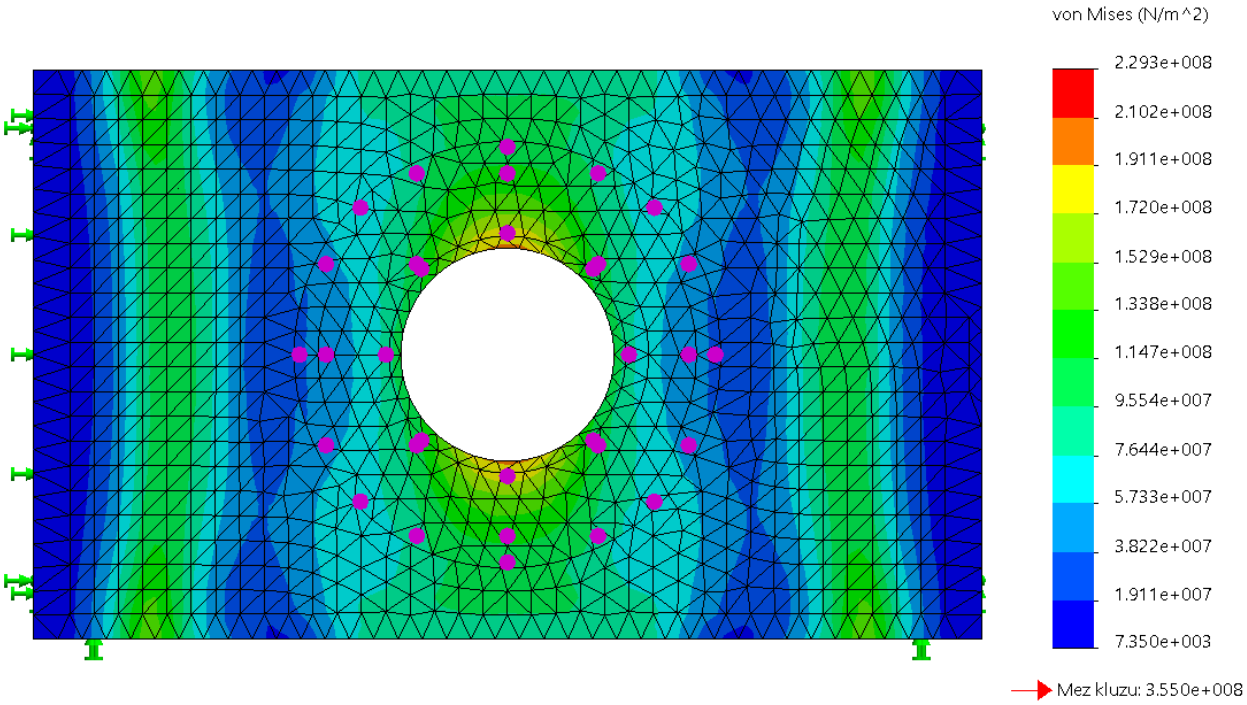


Obr. 44: MKP analýza upraveného návrhu



Obr. 45: MKP analýza upraveného návrhu-detail spodní desky

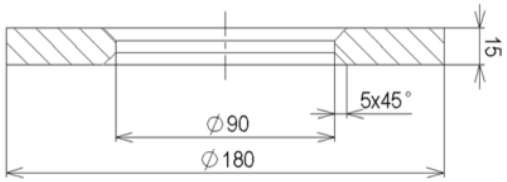
Z analýzy lze vyčíst, že je stav o dosti příznivější, než v předchozím návrhu. V žádném bodě svařence již není překročena mez kluzu. Na obr. 46 lze pozorovat zvýšené napětí v místě otvoru, které je způsobeno silou rozložené na malé ploše, která je určena maticí objímky hydromotoru dodávané výrobcem. Aby bylo sníženo namáhání součástí, bude mezi matici a spodní plech přidána velkoplošná podložka z materiálu 42CrMoS4, která sílu roznese na větší plochu viz obr. 42 a obr. 43.



Obr. 46: MKP analýza upraveného návrhu-použitý roznášecí podložky

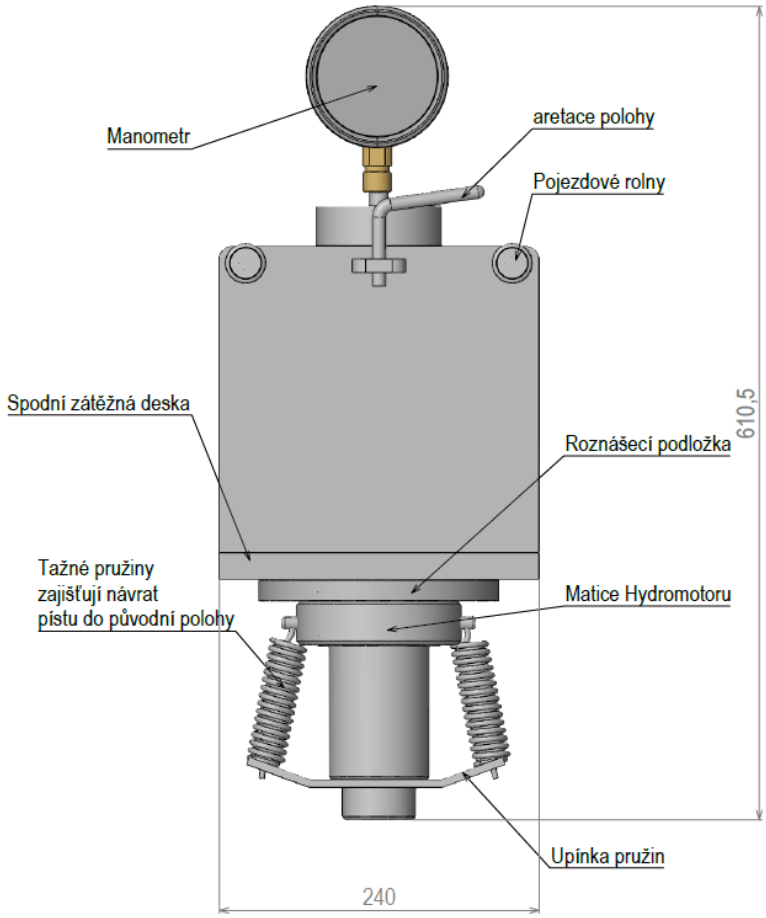
Na obr. 46 jsou patrné příznivé změny. Zvýšená napětí v místě otvoru se nyní snížila na únosnou mez. Na obr 47. je uveden detail roznášecí podložky, která je vyrobena z pevnostního materiálu, aby u ní docházelo k malým deformacím. Na vnitřním průměru je proveden úkos, aby zátěžná síla nepůsobila v kraji otvoru.

Podložka není typizovaný dílec, tudíž bude vyrobena jako obrobek, nejlépe z kruhového polotovaru soustružením.



Obr. 47: roznášecí podložka

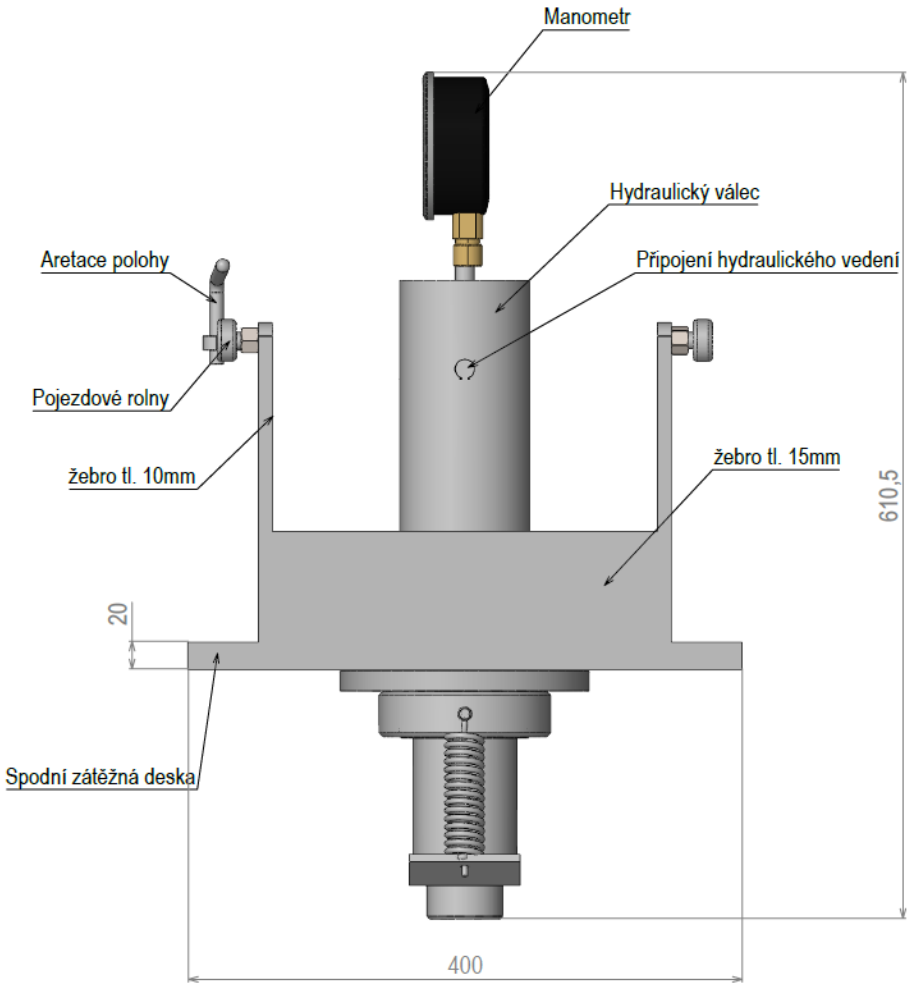
Na následujících pohledech je zobrazeno finální provedení uchycení hydromotoru.



Obr. 48: čelní pohled sestavy uchycení hydromotoru

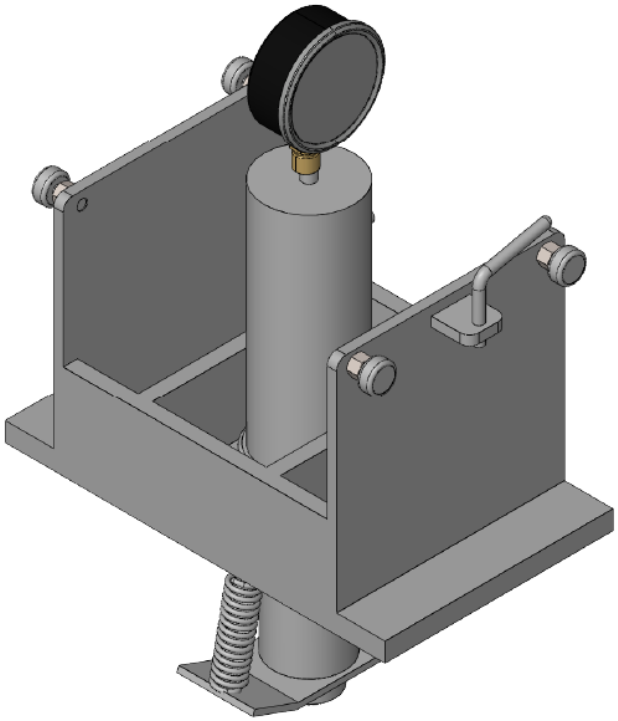
Na spodní části pohyblivého pístu je umístěna upínka kvůli uchycení pružin. Pokaždé, když píst vykoná práci, posuvem směrem dolu bude pomocí tažných pružin vrácen do původní polohy. K tomu je třeba také povolit ventil, aby bylo možné vypustit hydraulický olej zpět do nádržky. Matice hydromotoru se závitem M90 je dodávána výrobcem hydromotoru a je dimenzována tak, aby zvládala přenášet zatížení 300kN. Mezi maticí a zátěžnou spodní

deskou je umístěna navržená podložka pro roznesení zatěžující síly na větší plochu. Spodní zátěžná deska a žebra byly navrženy dle MKP analýzy. Aretace polohy hydromotoru je zajištěna stavěcím šroubem, který je ve tvaru kličky, což umožňuje rychlé povolování a utahování. Ve vrchní části hydraulického válce je umístěn manometr, na kterém lze odečítat dosažený tlak a tím stanovit lisovací sílu. Z boku hydraulického válce je přiváděn hydraulický olej, který uvádí píst do pohybu. Uživatelsky přívětivý posun hydromotoru je zajištěn pojezdovými rolnami. Rolny nejsou nijak zatěžovány lisovací silou, pouze na ně působí v případě nezatíženého stroje vlastní tíha svařence s hydromotorem. Z tohoto důvodu nebyly na ložiska kladeny zvláštní nároky. Rolny jsou přišroubovány pomocí metrického šroubu M12 k žebrům svařence.



Obr. 49: boční pohled sestavy uchycení hydromotoru

Na obr. 49 je zobrazen boční pohled uchycení hydromotoru. Na svařenci byly ponechány vůle na šířce navaření žeber, ale také v poloze pojezdových rolen. V případě svařence je třeba počítat s určitými nepřesnostmi, které vznikají působením intenzivního tepelného pole, v důsledku toho se plechy deformují. Je třeba počítat s tolerancemi v řádu 1mm na každý svařovaný dílec.



Obr. 50: axonometrie-uchycení hydromotoru

Technologický postup výroby svařence uchycení hydromotoru

Spodní deska svařence bude provedena z ploché ocele jakosti S 355 G2J3 o rozměru 400x20mm a bude nadělen na příslušnou délku 240mm, prostřední otvor o průměru 90,5H9 bude frézován. Pro výrobu této desky lze zvolit také dusíkový nebo vláknový laser. Je nutné, aby laser měl výkon vyšší než 5kW, na těchto strojích lze pálit plechy až do tl. 25mm s přijatelnou kvalitou. Díru je však nutné frézovat, v této síle plechu by nebylo možné dosáhnout tolerance díry H9. Výhodou této varianty je, že není třeba kupovat 6m tyč, což je minimální prodejní množství, tyč by nebyla dále využita.

Žebra tl.10mm a tl.15mm budou provedena jako laserový výpalek z plechu o jakosti S 355 G2J3 rovnou do finálního tvaru. Do žeber síly 10mm budou vypáleny díry pro vyřezání závitu. V síle materiálu 10mm lze pálit velice přesně díry, pokud je průměr větší než síla materiálu.

Na žebra v místě svaření budou nabroušeny úkosy. Plechy budou ustaveny do svařovacího přípravku. Pokud se bude úchyt svářet střídavě najednou s výstužnými žebry, výrazně se předejde deformacím. Po ustavení všech komponent do svařovacího přípravku se nejprve části k sobě upevní bodovými svary. Finální svary je nutné provádět střídavě na stranách svařence. V ideálním případě použít svařovací metodu MAG a plyn Co2 s příměsí argonu. Příměsí argonu docílíme kvalitnějšího svaru a méně nežádoucích kuliček. Alternativně lze použít sváření invertorem s trubičkovým drátem nebo obalenou elektrodou. Metoda TIG není pro tento účel příliš vhodná. Sváření by bylo příliš neefektivní a nebylo by možné provést koutové svary uvnitř svařence, které by byly těžce dostupné. Po dokončení svařování je nutné výrobek proměřit, vzniklé deformace je možné dodatečně napravit pouze zahříváním svarů acetylenovým hořákem. Po proměření je nutné svary očistit od okují a odmastit pro povrchovou úpravu lakování.

2.3.9. Stanovení maximální zátěžné síly v závislosti na poloze hydromotoru.

Maximální zátěžná síla s ohledem na polohu hydromotoru bude stanovena na vodorovném nosníku, jelikož se jedná o nejslabší článek sestavy. Aretační tyč při největším zatěžování dosáhla bezpečnosti k=11,77, nosné závitové tyče k=19,1, svislé sloupy k=10,44, u prvku uchycení hydromotoru se zátěžná síla změnou polohy nemění.

Nejdříve bylo třeba určit průřezový modul v ohybu nově upraveného profilu. Výpočet proběhl analyticky v programu Mitcalc v závislosti na nově vzniklé geometrii viz obr. 29.

Modul v ohybu upraveného profilu nosníku

$$W_{o-X} = 294506{,}84 mm^3 \quad (33)$$

Výpočet bude proveden pro tři polohy:

Tabulka 4: Ohybové momenty v závislosti na poloze hydromotoru

Poloha	Reakce Ra	Vzdálenost od Ra	Síla na jeden nosník	Ohybový moment
Uprostřed	150 000N	575mm	75 000N	43125000 N/mm
Obecná	195 652,17N	400mm	97 826,08N	39130400N/mm
Krajní	241 304,34N	225mm	120 652,17N	27146700N/mm

Poloha uprostřed

Stanovení skutečné bezpečnosti při zatížení maximální silou hydromotoru

Ohybový moment: $$M_o = 43125000\ Nmm \quad (34)$$

Modul v ohybu: $$W_{o-X} = 294506{,}84 mm^3 \quad (35)$$

Ohybové napětí: $$\sigma_o = \frac{M_{o-X}}{W_{o-X}} = \frac{43\ 125\ 000}{294506{,}84} = 146{,}43 MPa \quad (36)$$

Výsledná bezpečnost $$k = \frac{355}{146{,}43} = 2{,}42 \quad (37)$$

Stanovení maximální možné zátěžné síly v dané poloze vzhledem k mezi kluzu

Maximální ohybový moment $$M_o = R_e * W_o = 355 * 294506{,}84 = 104\ 549\ 292{,}2\ N/mm \quad (38)$$

Ohybový moment v závislosti na poloze $$M_o = R_a * a \quad (39)$$

Stanovení reakce

$$R_a = \frac{M_o}{a} = \frac{104\,549\,292{,}2}{575} = 181825{,}96N \quad (40)$$

Maximální ohybová síla z rovnice rovnováhy

$$F_{max} = \frac{R_a * l}{l - a} = \frac{181825{,}96 * 1150}{1150 - 575} = 363\,651{,}92\ N \quad (41)$$

Poloha obecná

Stanovení skutečné bezpečnosti při zatížení maximální silou hydromotoru

Ohybový moment:

$$M_o = 39130400\ Nmm \quad (34)$$

Modul v ohybu:

$$W_{o-X} = 294506{,}84mm^3 \quad (35)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{o-X}}{W_{o-X}} = \frac{39130400}{294506{,}84} = 132{,}86MPa \quad (36)$$

Výsledná bezpečnost

$$k = \frac{355}{132{,}86} = 2{,}6719 \quad (37)$$

Stanovení maximální možné zátěžné síly v dané poloze vzhledem k mezi kluzu

Stanovení reakce

$$R_a = \frac{M_o}{a} = \frac{104\,549\,292{,}2}{400} = 261373{,}23N \quad (40)$$

Maximální ohybová síla z rovnice rovnováhy

$$F_{max} = \frac{R_a * l}{l - a} = 400\,785{,}47\ N \quad (41)$$

Poloha krajní

Stanovení skutečné bezpečnosti při zatížení maximální silou hydromotoru

Ohybový moment: $$M_o = 27146700\ Nmm \quad (34)$$

Modul v ohybu: $$W_{o-X} = 294506{,}84 mm^3 \quad (35)$$

Ohybové napětí: $$\sigma_o = \frac{M_{o-X}}{W_{o-X}} = \frac{27146700}{294506{,}84} = 92{,}17 MPa \quad (36)$$

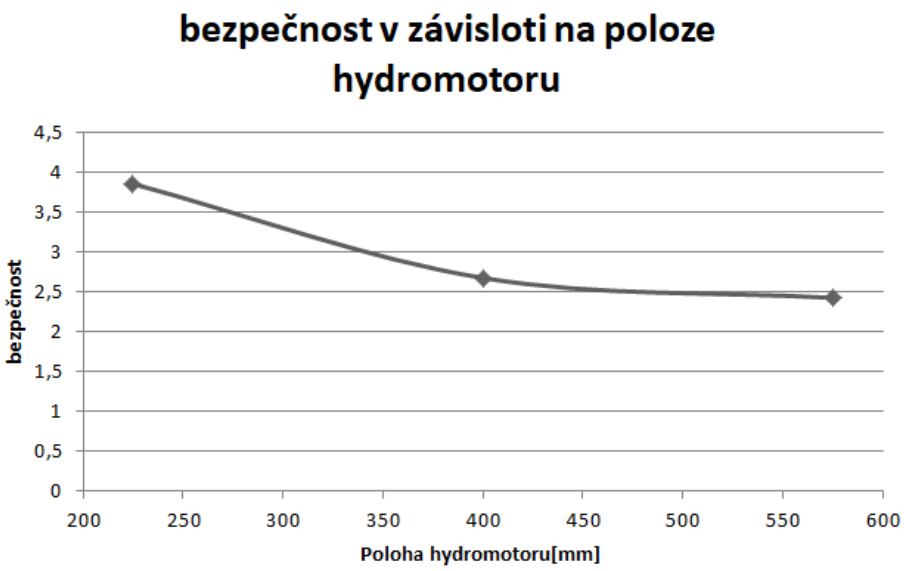
Výsledná bezpečnost $$k = \frac{355}{92{,}17} = 3{,}85 \quad (37)$$

Stanovení maximální možné zátěžné síly v dané poloze vzhledem k mezi kluzu

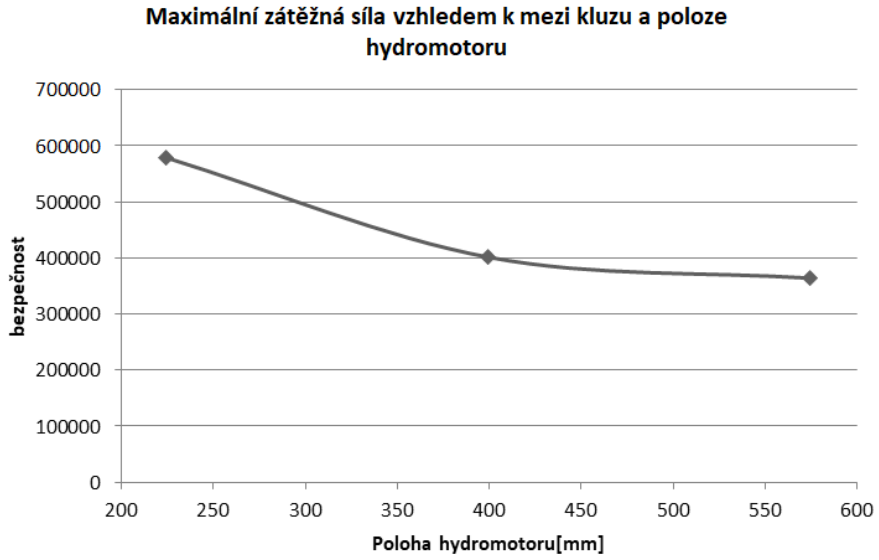
Stanovení reakce $$R_a = \frac{M_o}{a} = \frac{104\ 549\ 292{,}2}{225} = 2441{,}29N \quad (40)$$

Maximální ohybová síla z rovnice rovnováhy $$F_{max} = \frac{R_a * l}{l - a} = 577\ 736{,}79\ N \quad (41)$$

Poloha	Bezpečnost	Maximální síla k mezi kluzu
Uprostřed	2,42	363 651,92N
obecná	2,67	400 785,47N
krajní	3,85	577 735,79N

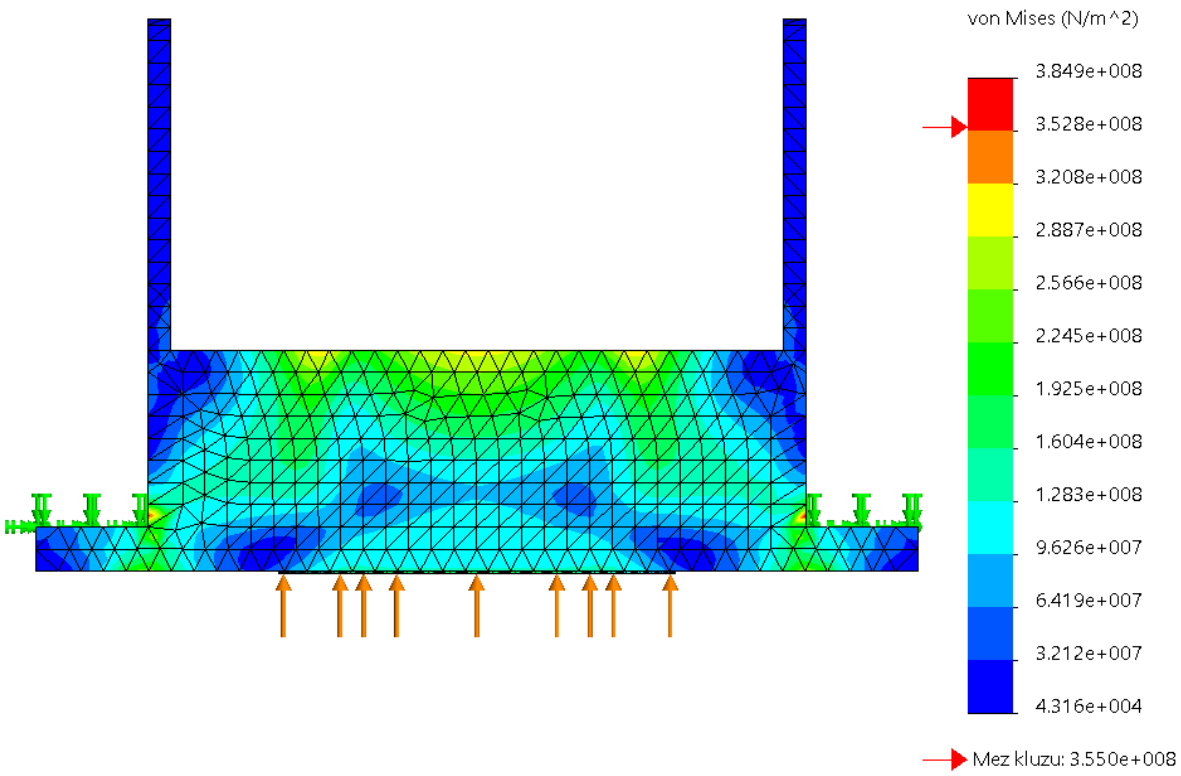


Graf 1: bezpečnost v závislosti na poloze hydromotoru



Grof2: Maximální zátěžná síla vzhledem k mezi kluzu a poloze hydromotoru

Aby bylo jisté, že svařenec uchycení hydromotoru unese nejvyšší možnou sílu stanovenou na vodorovném nosníku, bude podroben kvůli tvarové složitosti MKP analýze. Tam budou opět zadány stejné parametry uchycení, pouze síla bude navýšena na hodnotu 577kN. Pokud u svařence nebude docházet k překračování meze kluzu, lze předpokládat, že úvaha byla správná a vodorovný nosník byl skutečně nejslabším článkem celého zařízení.



Obr. 51 MKP zatížení svařence silou 577kN.

Svařenec byl zatížen v MKP analýze silou 577 736 N. Z výsledků je patrné, že tato síla bude stále přijatelná a nosník je skutečně nejslabším článkem v nosné konstrukci v libovolné poloze hydromotoru.

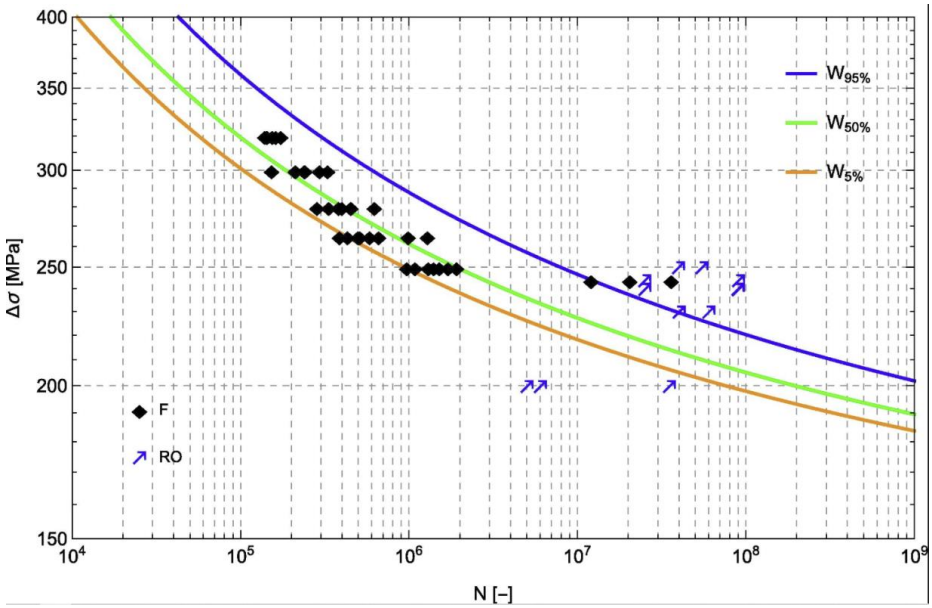
2.3.10. Únavová konstrola

Jelikož na rámu dochází k opětovnému zatěžování a odlehčování, je třeba zkontrolovat počet cyklů, kolik vykoná nejslabší článek rámu.

V tomto případě nejslabším článkem je již zmíněný vodorovný nosník, který může v nejhorším případě dosahovat pulzujícího napětí v rozsahu 0 až 146MPa. Z uvedeného zdroje byl použit graf č. 3, na kterém je cyklicky zatěžováno zkušební těleso vyrobené z materiálu o jakosti S 355 J2G3.

Na svislých osách je vyneseno napětí a na vodorovných osách počet cyklů do porušení součásti. Z grafu je patrné, že nosník bude schopen odolávat cyklickému namáhání nejméně

10^9, což je pro účely dílenského lisu prakticky neomezená životnost. Z výše uvedených důvodů veškeré součásti vyhovují.



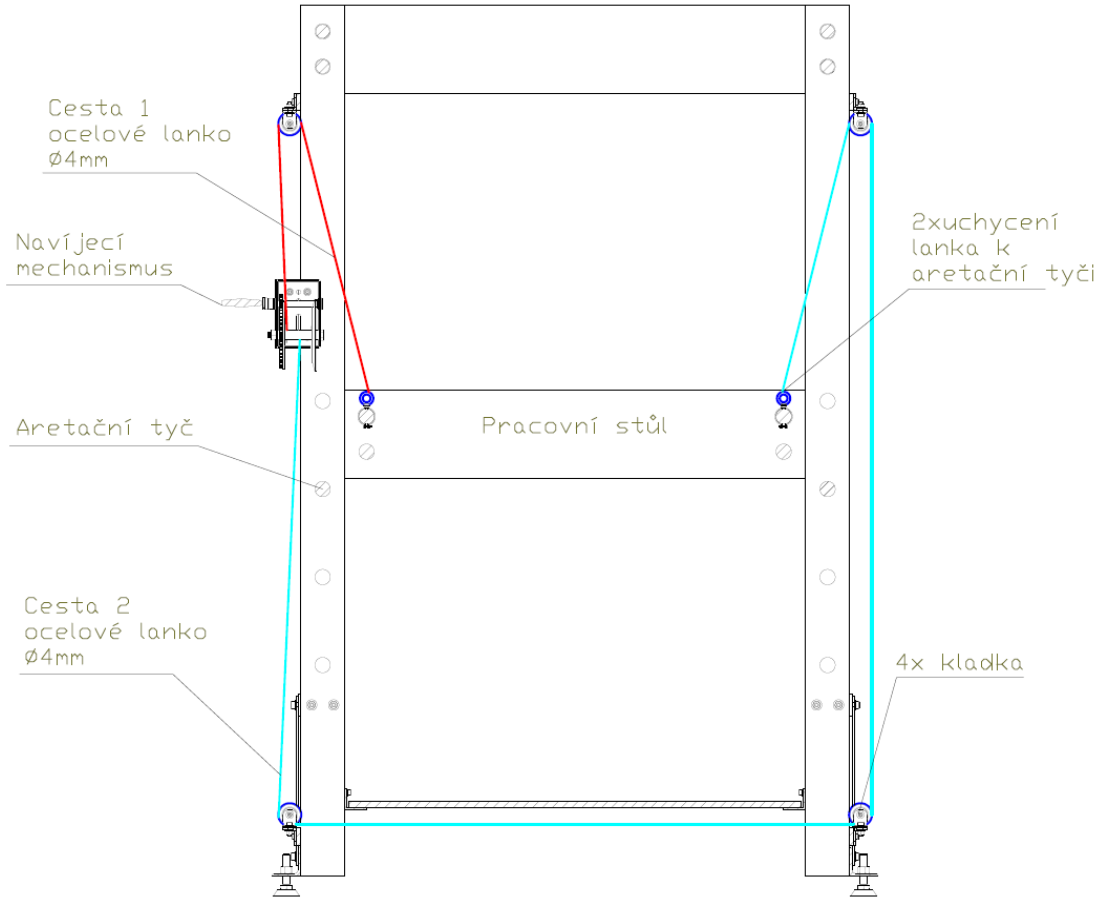
Graf 3: Cyklická únava materiálu S 355 J2G3[17]

2.4. Návrh zvedacího mechanismu

V rámci návrhu hydraulického lisu byl kladen požadavek na možnost stavění pracovního stolu do několika výškových poloh. Pracovní stůl, který je tvořen dvakrát vedle sebe umístěným profilem UPE 200, je k sobě spojen pomocí čtyř závitových tyčí, které nejsou nosné, ale pouze zajišťují celistvost stolu. Kvůli vysoké hmotnosti je zvedání zajištěno pomocí naviječího mechanismu s rohatkou a západkou. Lanka jsou vedeny dvěma cestami, vedení je tvořeno pomocí lankového mechanismu. První červená cesta, viz obr. 47, vede přes horní kladku rovnou ke spojovací tyči a je pomocí očka upevněna k tyči. Druhá cesta, která je na obrázku znázorněna jako modrá, vede pomocí tří kladek nejdříve do spodní části pod stolem určeným k ukládání přípravku, následně do horní části a pomocí kladky zase zpět ke spojovací tyči.

Jedná se o řešení, které bude spolehlivě fungovat. Při potřebě usadit stůl do jiné polohy, budou profily nadzvednuty z aretačních tyčí a naviječí zařízení bude aretováno západkou. Poté lze tyče přesunout do jiné polohy a odjištěním západky lze stůl usadit do

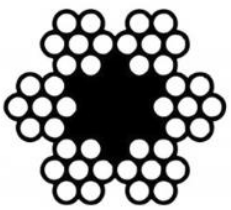
nové polohy. Je třeba dbát, aby pracovní stůl byl vždy usazen na aretační tyče, jinak by docházelo k zatížení lanek.



Obr. 52: Schéma vedení lanka

Lanko zvedacího mechanismu

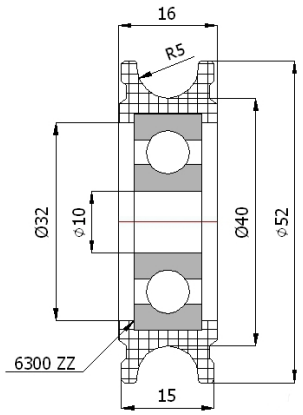
Lanko zvedacího mechanismu bylo použito **DIN 3055** o průměru ø4mm s nosností 8,37kN. Materiál byl zvolen nerez o jakosti A2.



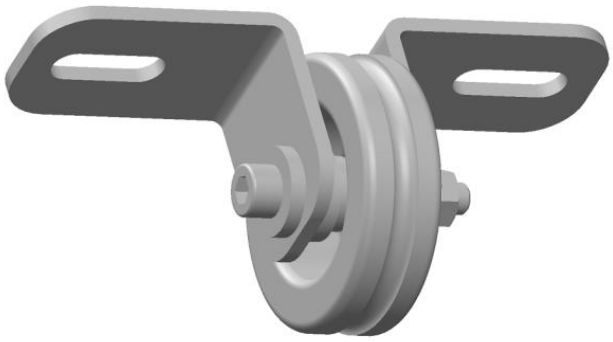
Obr. 53: Schéma lanko DIN 3055[18]

Kladka

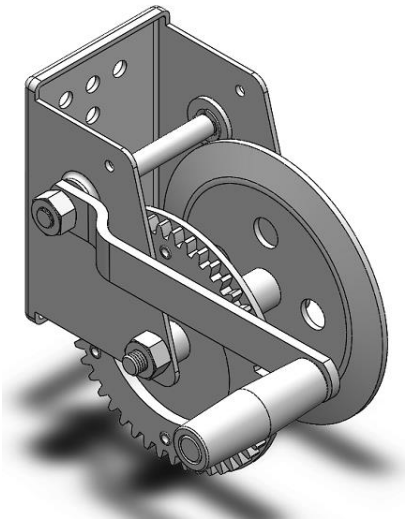
Zakoupená část kladky obsahuje plastové tělo o vnějším průměru ø52mm a půlkruhovou drážkou pro vedení lanka. Uvnitř těla kladky je nalisováno kuličkové ložisko, které je dodáváno jako součást výrobku. Šroub M10 pomocí matice a distančních podložek spojuje kladku a upevňovací L-profily s drážkou pro šrouby M8.



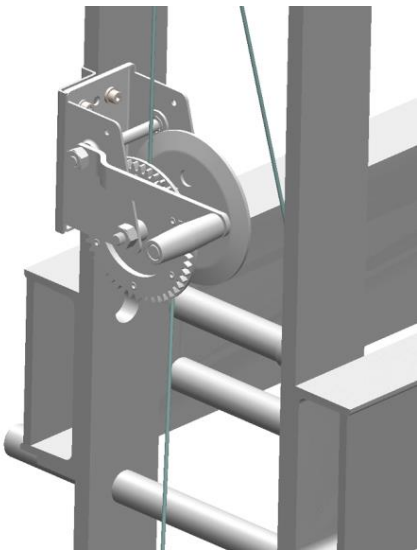
Obr. 54: Řez kladkou[19]



Obr.55 ISO pohled kladka

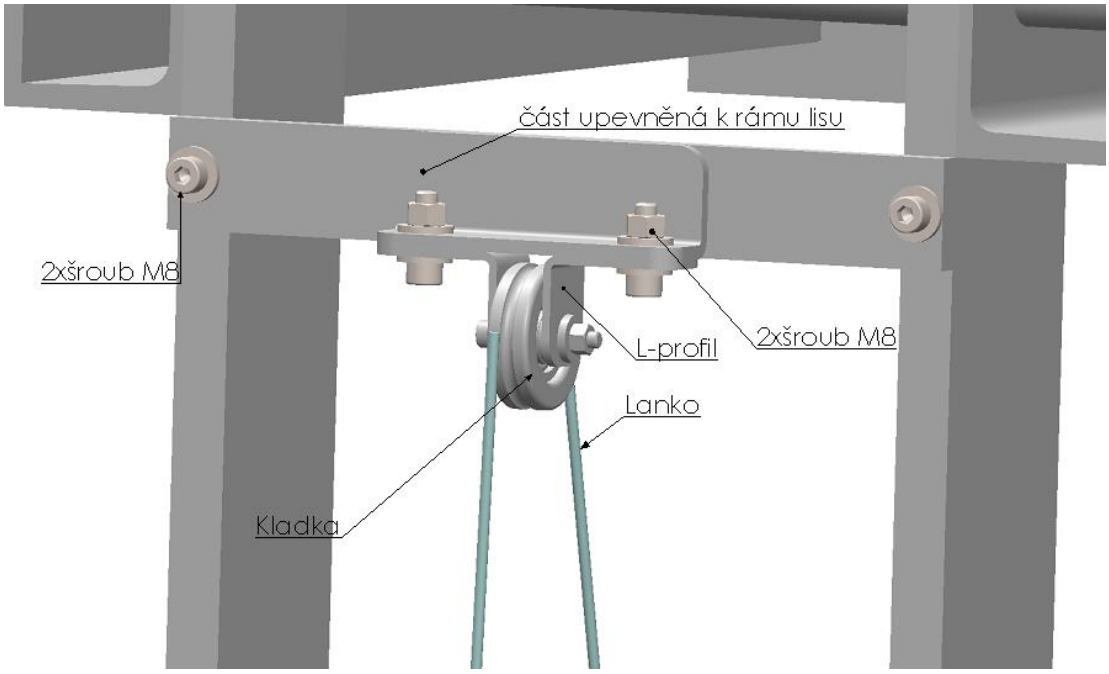


Obr. 56: Navíjecí mechanismus



Obr. 57 Uchycení navíjecího mechanismu

Na obr. 57 je zobrazeno navíjecí zařízení, které je upevněno k rámu lisu a zajišťuje tak svislý posun pracovního stolu.

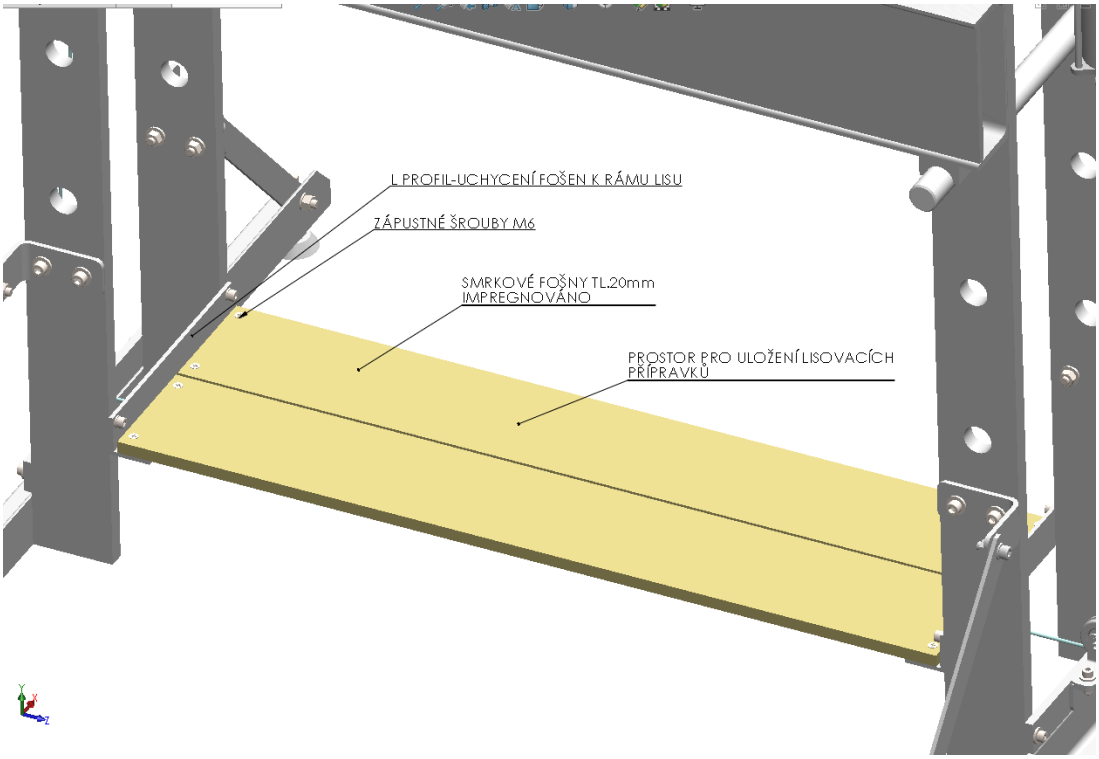


Obr.58: Uchycení kladky k nosnému rámu

Na obr. 58 je znázorněn způsob uchycení kladky k rámu lisu. Děje se tak pomocí ploché ocele, L profilu a šroubů M8.

2.5. Návrh prostoru pro ukládání lisovacích přípravků

Na lis byl kladen požadavek, aby ve své spodní části obsahoval místo pro odkládání lisovacích přípravků. Jako materiál byly zvoleny zcela záměrně smrkové fošny síly 20mm, které jsou impregnovány, kvůli odolnosti. V pracovních podmínkách se velice často vyskytují různé kapaliny, zejména olej. Smrkové dřevo má pozitivní vlastnost, že je nasákavý. Další pozitivní vlastnost je nízká hmotnost a příznivá cena. V případě poškození fošen nebo přílišného poškození je lze jednoduše vyměnit. Upevnění fošen je provedeno pomocí metrických šroubů M6 se zápustnou hlavou. Rozměry prostoru jsou navrženy tak, aby nezasahovaly do pracovního prostoru obsluhy stroje.



Obr. 59: Řešení úložného prostoru lisovacích přípravků

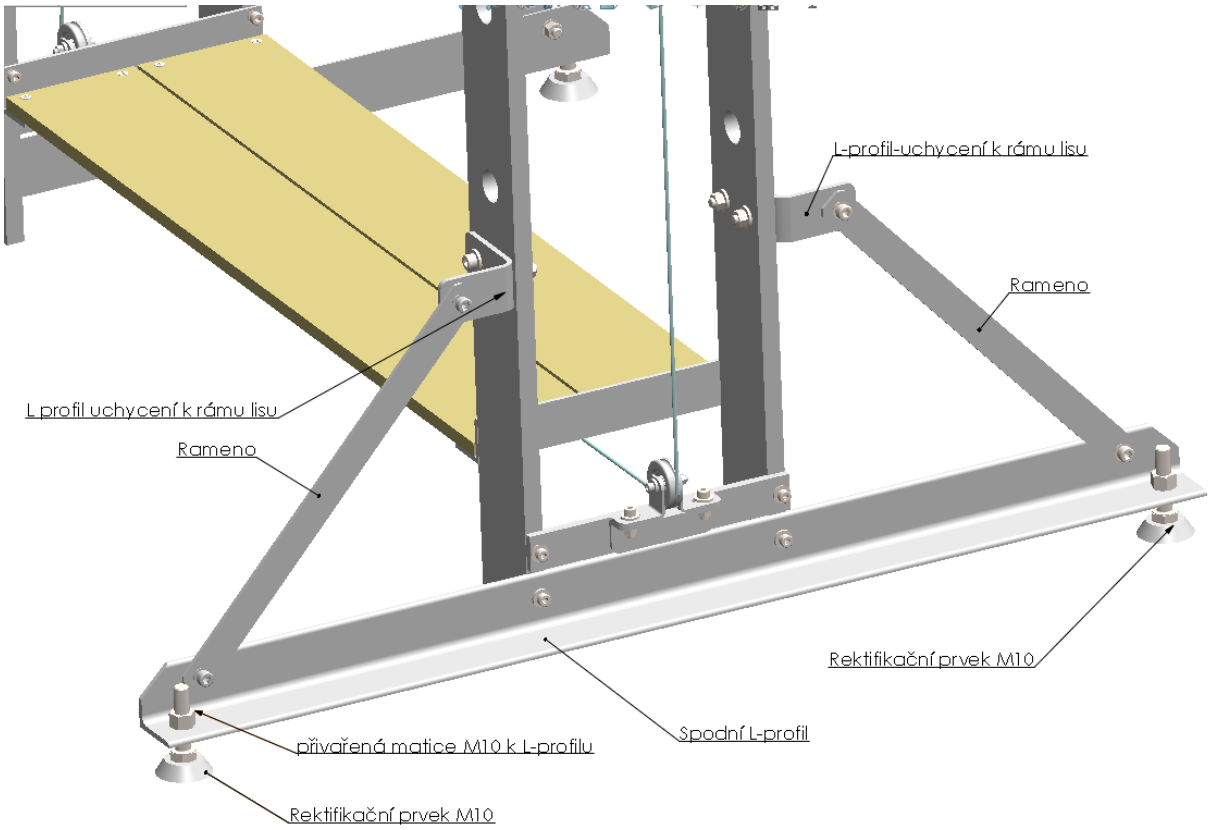
2.6. Návrh výškové rektifikace

Lis má splňovat požadavek na výškovou rektifikaci, kvůli nerovné podlaze, která se nachází v pracovních podmínkách.

Obr. 60 Rektifikační prvek

Na obr. 60 je vyobrazen rektifikační prvek, který byl použit při konstrukci lisu. Matice je svařena ke spodnímu L-profilu, v případě že je noha zatížena vahou lisu, lze šroubem otáčet a seřizovat tím výšku. Tento rektifikační prvek má také výhodu, že nabízí naklápění

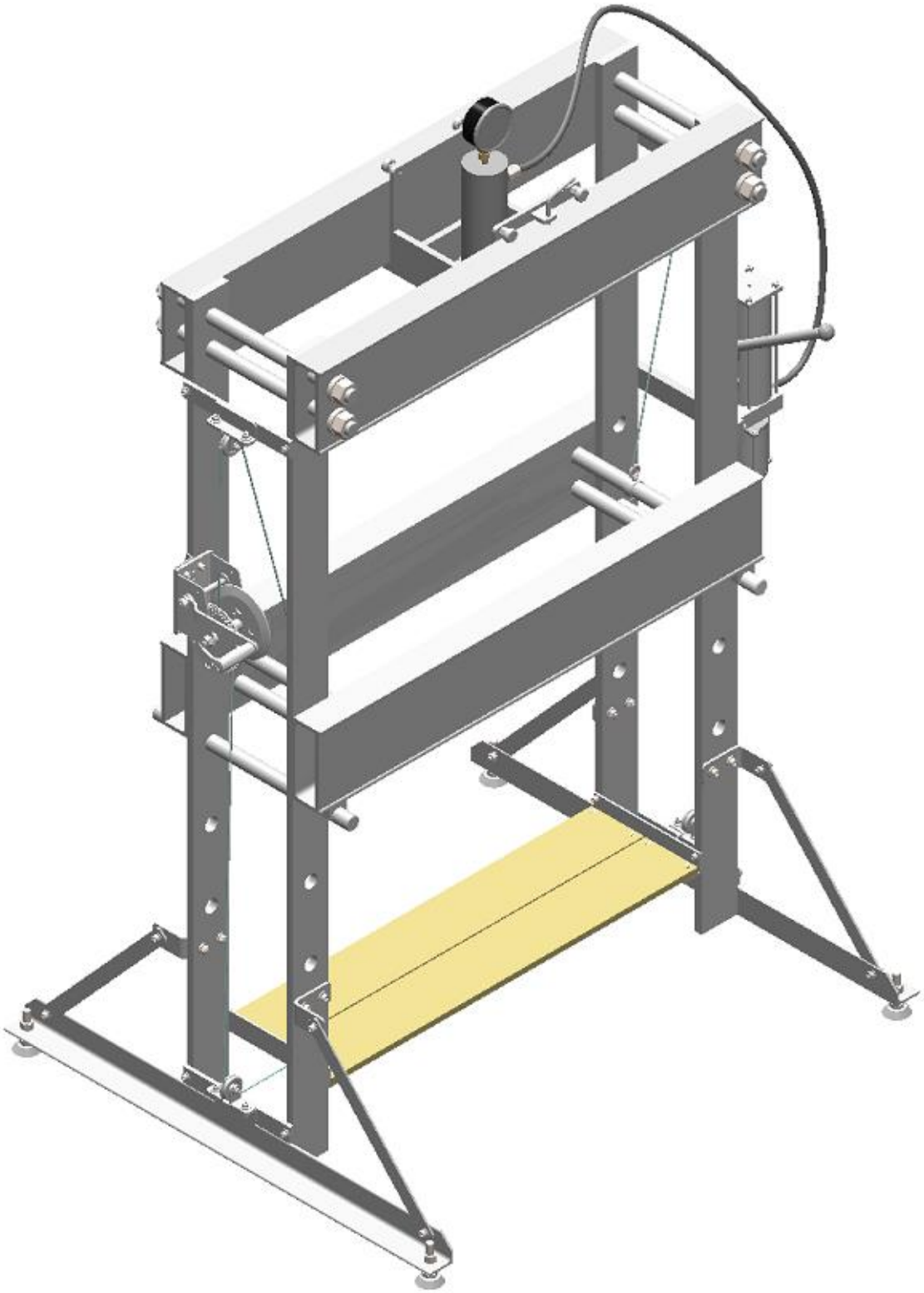
spodní dosedací plochy. Konstrukce spodní podpěry lisu je navržena velice subtilně. Skládá se ze spodního L-profilu, dvou ramen a L-profilu vyrobených z výpalků ohraněných lisem, sloužící k upevnění k rámu lisu.



Obr. 61: Vyobrazení spodní podpěrné části lisu

2.7. Náhled celkového řešení

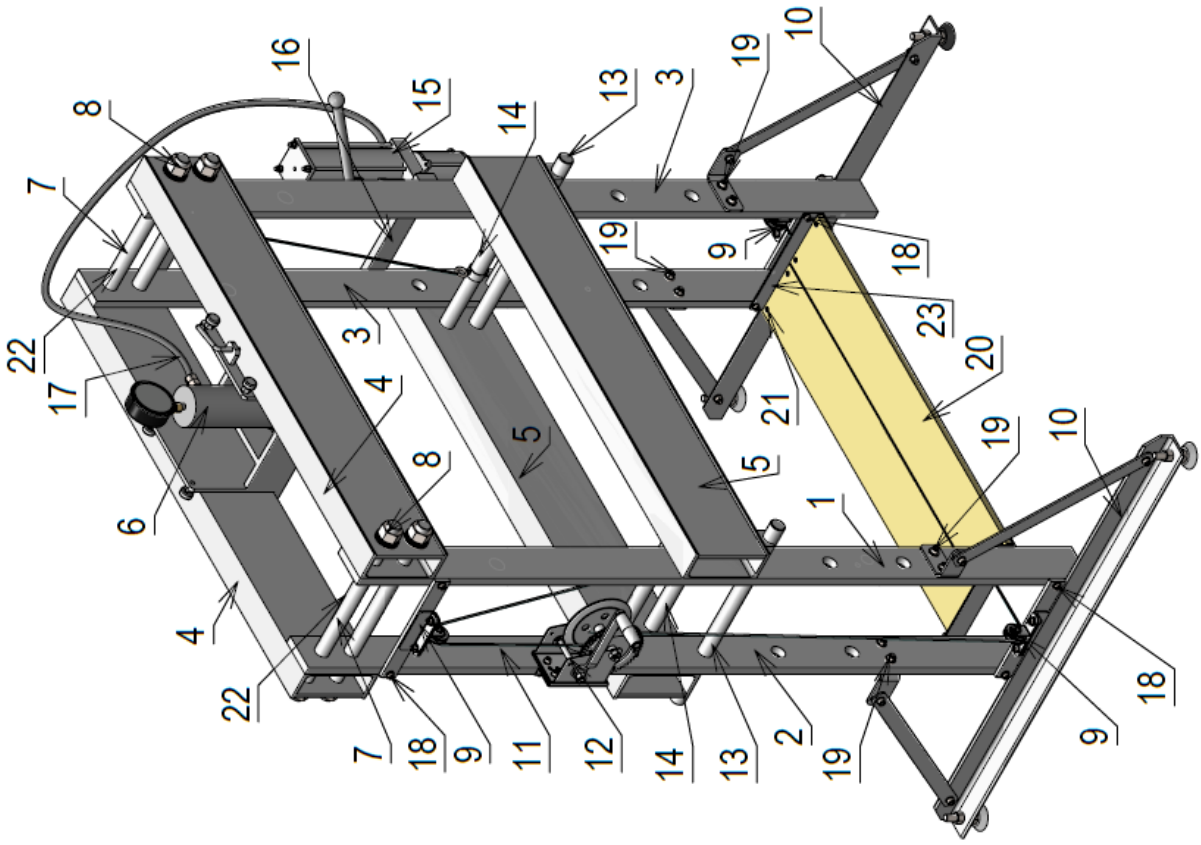
Na obr. 62 je vyobrazená celková sestava lisu tak, jak byla výše popsána a dimenzována. Součástí této práce je výrobní dokumentace, která obsahuje celkovou sestavu, kusovník, podsestavy a dílčí výrobní výkresy.



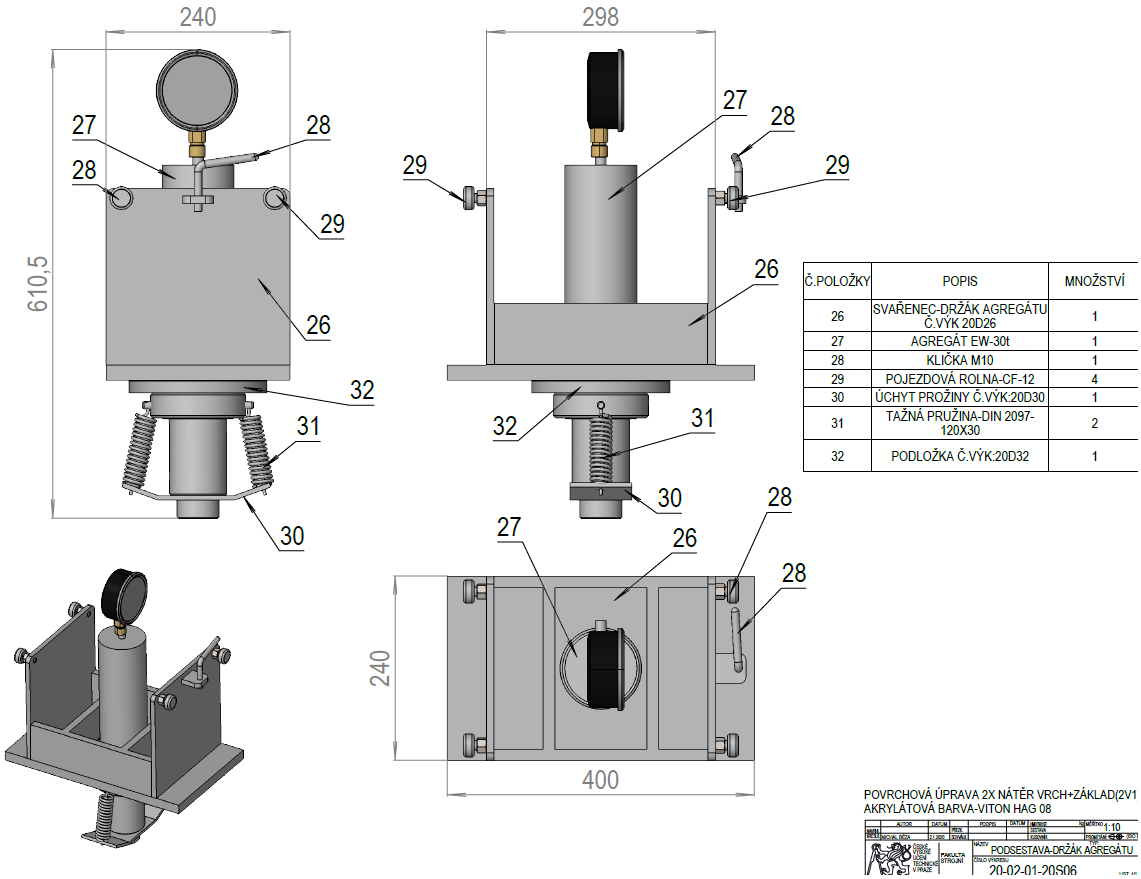
Obr. 62: Celkový pohled

Č.POLOŽKY	POPIS	MNOŽSTVÍ
1	SVISLÁ NOHA-1 100X20 Č.VÝK:20D01	1
2	SVISLÁ NOHA-2 100X20 Č.VÝK:20D02	1
3	SVISLÁ NOHA-3 100X20 Č.VÝK:20D03	2
4	VODOROVNÝ NOSNÍK-VRCHNÍ Č.VÝK:20D04	2
5	VODOROVNÝ NOSNÍK-SPODNÍ Č.VÝK:20D05	2
6	PODSESTAVA-UCHYCENÍ AGREGÁTU Č.VÝK:20S06	1
7	ZÁVITOVÁ TYČ. M30 12.9 DIN 975, d. 540mm	4
8	1X6HR MATICE DIN 934 M30-12.9+2XPODLOŽKA DIN 125A M30	8
9	PODSESTAVA-KLADKA Č.VÝK 20S09	4
10	PODSESTAVA-STOJINA Č.VÝK:20S10	2
11	OCELOVÉ LANKO DIN 3055 A2 4mm, d.1X2000mm+1X4500mm	1
12	RUČNÍ NAVIJÁK BETA PRN 450	1
13	ARETAČNÍ TYČ Č.VÝK:20D13	2
14	SPOJOVACÍ TYČ M20 Č.VÝK:20D14	4
15	HYDRAULICKÉ ČERPADLO BW-30-700bar	1
16	ÚCHYT HYDRAULICKÉHO ČERPADLA Č.VÝK: 20D16	1
17	HYDRAULICKÁ HADICE-SOUČÁST BALENÍ ČERPADLA BW-30	1
18	ŠROUB S VNITŘNÍM 6HR DIN 912 M8X20-8.8+PODLOŽKA 125A	16
19	ŠROUB S VNITŘNÍM 6HR DIN 912 M10X40+PODLOŽKA DIN 125A M10+ 6HR MATICE DIN 934 M10-8.8	8
20	SMRKOVÁ FOSNA 1030X148X10mm	2
21	ŠROUB SE ZÁPUSTNOU HLAVOU DIN 7991 M6X30-8.8	8
22	DISTANČNÍ TRUBKA-TR38X3-d.260MM	4
23	LOŽE FOŠEN-Č.VÝK:20D23	2

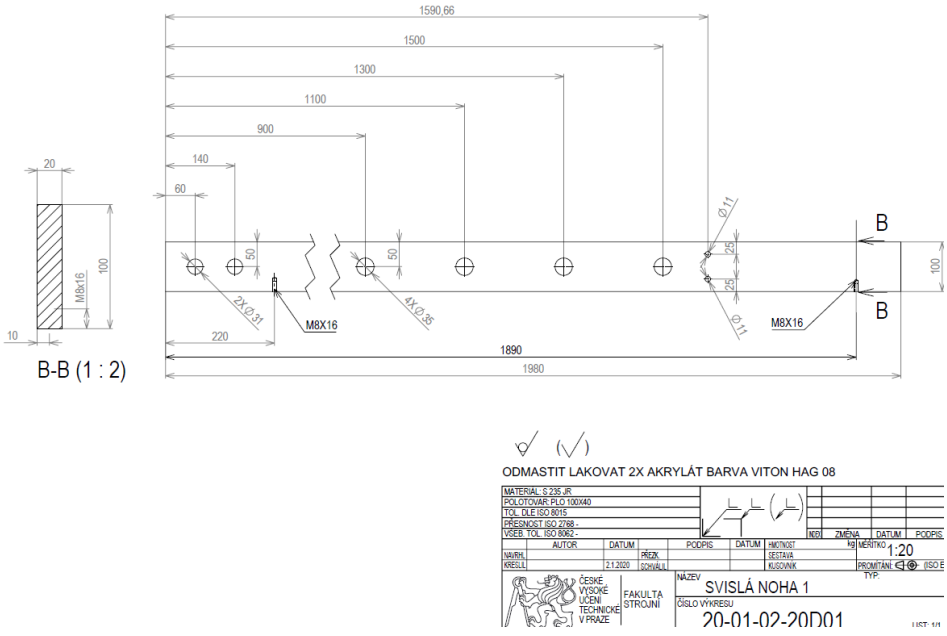
POVRCHOVÁ ÚPRAVA NOSNÉHO RÁMU
2XAKRYLÁTOVÝ NÁTĚR-VRCH+ZÁKLAD(2V1)
VITON HAG 08



Obr. 63: Sestava s kusovníkem-součást přílohy



Obr. 64: podsestava



Obr. 65: dílčí výkresy součástí přílohy

3. Závěr

V rámci této práce byl proveden návrh dílenského hydraulického lisu dle zadaných parametrů. Šířka pracovního stolu 1050mm, maximální lisovací síla 30t, spodní hrana vrchního nosníku 1800mm od podlahy, možnost rektifikace usazení lisu, polohovatelný stůl pomocí navíjecího systému rohatka, západka. Stranově polohovatelný hydraulický agregát, pohon je umožněn ručně i pneumaticky. Ve spodní části stroje bude proveden úložný prostor pro odkládání lisovacích nástrojů.

Úvodem této práce byla provedena stručná rešerše, která poukázala na problematiku hydraulických zařízení, dále na výhody a nevýhody takto koncipovaných strojů, konkrétní typy hydraulických lisů, ale také byla věnována pozornost některým vybraným hydraulickým komponentům, které se běžně využívají pro stavbu strojů.

V návrhové části byly nejprve dimenzovány dle potřeby konkrétní hydraulické komponenty. Hydromotor byl zvolen typizovaný s označením EW 30t, s maximální dosažitelnou sílou 30t. Hydraulické čerpadlo bylo zvoleno typizované s označením BW-700B. Toto čerpadlo dosahuje provozních tlaků až 700 bar. Dále nabízí ruční i pneumatické tlakování. Tyto typizované komponenty byly vymodelovány dle rozměrů výrobce a byl tomu přizpůsoben veškerý další návrh atypických dílců.

Hlavním tématem práce byl návrh nosného rámu dle uvedeného výpočtového modelu. Nejprve byly pro vodorovné profily uvažovány UPE 200 v jakosti materiálu S 355 J2G3 namáhané na ohyb, ukázalo se však, že nosníky jsou nevyhovující. U prvků nebylo možné dále navyšovat dimenze a z tohoto důvodu bylo za pomocí MKP výpočtů zvoleno alternativní řešení, uzavření nosníku plechem síly 10mm. Bezpečnost takto upraveného prvku dosáhla hodnoty koeficientu bezpečnosti k=2,41. Pozdějšími výpočty bylo zjištěno, že vodorovný nosník je nejvíce zatěžovaná část celého zařízení. Kvůli tomu byla provedena kontrola cyklické únavy materiálu, která ve výsledku není omezená pracovními cykly. Závěrem návrhu této části byl výrobní technologický postup, aby bylo možné vysvětlit uvažovaný záměr konstruktéra.

Svislé profily byly navrženy z ocele jakosti S 235 JR obdélníkového průřezu 100x20mm, bezpečnostní koeficient byl stanoven na hodnotu k= 10,44, po dodatečné MKP analýze byl uznán za vyhovující.

Mezi zatěžované části také patří aretační tyče vyrobeny z materiálu o jakosti 42CrMoS4, které byly podrobeny kontrolním výpočtům na střih a otlačení. Nejnižší bezpečnostní koeficient dosáhl hodnoty k=11,77. U tohoto prvku byla provedena MKP analýza. Aretační tyče vyhovují daným účelům ve všech ohledech.

Zatěžovaný polohovatelný držák hydromotoru byl navržen s ohledem na rozměry agregátu. Svařenec byl kvůli své tvarové složitosti podroben MKP výpočtům, které poukázaly na nedostatečné dimenze původně uvažovaného návrhu. Do svařence byla doplněna výztužná žebra a byly navýšeny síly plechů. Druhá MKP analýza vyšla již příznivě, avšak v místech styku s maticí hydromotoru docházelo k nadměrným tlakům. Z tohoto důvodu byla navržena podložka, pro rozptýlení tlaku na větší plochu. V rámci práce byl proveden stručný technologický postup výroby svařence kvůli objasnění záměru konstruktéra. Posouvání svařence je zajištěno rolny s ložisky, aretace kličkou s metrickým závitem.

Nejslabším zatěžovaným článkem na celém soustrojí byly určeny vodorovné nosníky v jakékoli poloze hydromotoru. Pro tyto nosníky byly určeny maximální možné zatěžující síly k mezi kluzu materiálu. Jedná se o síly, které jsou ještě přípustné, než dojde k porušení nosného rámu.

V rámci práce byl popsán zvedací mechanismus, který je sestaven pomocí kladek s ložisky, nerezových lanek, navíjecího zařízení s rohatkou a západkou. Detailněji jsou tyto komponenty popsány ve výrobní dokumentaci.

Úložný prostor pro ukládání lisovacích nástrojů je proveden z dřevěných fošen, které mají vhodné vlastnosti.

Rektifikace jsou provedeny pomocí typizovaných nožiček, které umožňují vyrovnání nepřesností podlahy, detailněji je uvedeno ve výrobní dokumentaci.

Součástí práce je výrobní dokumentace, která obsahuje celkovou sestavu s podsestavami a kusovníkem, dále také jednotlivé dílčí výkresy.

Stroj byl navržen, aby byla jeho výroba ekonomická, neobsahoval zbytečné atypické prvky, které prodlužují a zdražují výrobu. Zároveň tento stroj splňuje veškeré zadané parametry a stává se tak kvalitním nástrojem určeným pro různé dílenské úkony, jako například lisování spojů, rovnání zdeformovaných výrobků, ohraňování plechu nebo tvorba výlisků. Jeho plná rozebíratelnost zajišťuje snadnou přepravu na místo určení.

Povrchová úprava a barevnost stroje záleží na volbě uživatele, při konstrukci stroje bylo však uvažováno, že veškeré prvky nosného rámu budou lakovány ´´mokrou´´ cestou. Nejlépe 2x vrstva akrylátové barvy, vrch a základ v jednom. Například od firmy Viton s označením HAG 08. Barvu lze aplikovat stlačeným vzduchem, válečkem, nebo štětcem. Při aplikaci stlačeným vzduchem bude dosaženo nejlepší estetické kvality.

Seznam použité literatury:

[1] RUDOLF, B.; KOPECKÝ, M.: Tvářecí stroje : Základy výpočtů a konstrukce. 1. vyd. Praha: SNTL, 1979. 408 s.

[2] NOVOTNÝ, K.: Výrobní stroje : část I - tváření. 2. vyd. Brno: Rektorát VUT v Brně, 1987. 112 s. [3] KOPECKÝ, M.; RUDOLF, B.: Tvářecí stroje : Mechanické a hydraulické lisy. 1. vyd. Praha: SNTL, 1967. 328 s.

[3] SVOBODA, K.: Zdroje tlakové kapaliny hydrostatických obvodů. MM Průmyslové spektrum. 2000, č.7, 8, s. 28-29. ISSN 1212-2572

[4]webová stránka: www.wikipedia.cz

[5] webová stránka: www.kardanka.cz

[7] webová stránka: www.imatech.cz

[8] webová stránka: http://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2017/10/06MKP-Pruznost_a_pevnost.pdf

[9]Software MitCalc

[10] webová stránka: https://www.spssol.cz/rsimages/DIGI1/html/cad/P%C3%ADstov%C3%A9%20stroje/Modul.html

[11]webová stránka: https://grabcad.com

[12] http://www.spspb.cz/wp-content/uploads/dumy/str/VY_32_INOVACE_BE_STR_04.pdf

[13] webová stránka: www.pramark.cz

[14] webová stránka: www.profigaraz.cz

[15]webová stránka: www.boukal.cz

[16] Solidworks-uživatelská příručka

[17] webová stránka: https://ars.els-cdn.com/content/image/1-s2.0-S0142112318303347-gr11_lrg.jpg

[18] webová stránka: https://viazacieprostriedky.cz

[19] webová stránka: www.zabi.cz

[20] webová stránka: https://www.apme.cz

[21] webová stránka: www.bolzano.cz

[22] webová stránka: www.briol.cz

Seznam zkratek a symbolů

Značka	Jednotka	Název
p	bar	Tlak
v	m/s	Rychlost
P	kW	Výkon
M_k	$N.m$	Kroutící moment
ω	rad/s	Úhlová rychlost
n	ot/s	Otáčky
m	kg	Hmotnost
F	N	Síla
D	mm	Průměr
S	mm^2	Obsah
k	$-$	Koeficient bezpečnosti
l	mm	délka
γ	$-$	Štíhlostní poměr
J_p	mm^4	Kvadratický moment
W_o	mm^3	Model v ohybu
σ	MPa	Napětí
τ	MPa	Smykové napětí
R_a, R_b	N	Reakce v podporách

Seznam obrázků

Obr. 1: Zubový hydrogenerátor[4]

Obr. 2 Příklad zubového hydrogenerátoru v praxi[11]

Obr. 3: Lamelový hydrogenerátor [3]

Obr. 4: Schéma pístových hydrogenerátorů: a) radiální, b) axiální [1]

Obr. 5: Příklad dvoučinné hydraulické pumpy [11]

Obr. 6: Schéma dvou-činné hydraulické pístové pumpy

Obr. 7: Schéma hydromotoru: a) plunžrový, b) s diferenciálním pístem [1]

Obr. 8: Schéma jednočinného hydromotoru[11]

Obr. 9: Schéma dvoučinného hydromotoru[11]

Obr. 10: Příklad hydraulického rozváděče[11]

Obr. 11: Škrtící ventil[13]

Obr. 12: Hřebenový ruční lis[13]

Obr. 13: Ruční pákový lis[13]

Obr. 14: Hydraulický lis s ručním pohonem[14]

Obr. 15: Hydraulický lis s ručním i pneumatickým pohonem[14]

Obr. 16: Hydraulický lis s elektrickým pohonem pohonem[15]

Obr. 17: Schéma zapojení hydromotoru

Obr. 18: Schéma hydraulické pumpy

Obr. 19: Rozměry hydromotoru

Obr. 20: Hydraulická pumpa

Obr. 21: Koncepční návrh hydraulického lisu

Obr. 22: Schéma zatěžování rámu

Obr. 23: Schéma reakcí

Obr. 24: Atest materiálu S 355 J2G3

Obr. 25: Pořadí statického výpočtu[16]

Obr. 26: Elementární uzlová napětí[16]

Obr. 27: Definování výpočtových podmínek

Obr. 28: Zatížení prostého nosníku UPE 200

Obr. 29: Detail-napětí v uložení

Obr. 30 Upravený profil UPE 200 s navařeným zaslepením

Obr. 31: Zatížení upraveného nosníku UPE200

Obr. 32 Detail uložení upraveného nosníku UPE200

Obr. 33: Řez místem vrtání

Obr. 34: MKP zatížení svislého profilu

Obr. 35: MKP detail v místě vrtání

Obr. 36: Schéma uložení aretační tyče

Obr. 37: Kontrola aretační tyče v MKP

Obr. 38 Schéma uložení nosníků na závitové tyče

Obr. 39 Dovolené předpětí šroubů

Obr. 40: Uchycení hydromotoru axonometrie

Obr. 41: MKP analýza prvotního návrhu uchycení hydromotoru

Obr. 42: Rozměry upraveného návrhu svařence

Obr. 43: MKP analýza upraveného návrhu

Obr. 44: MKP analýza upraveného návrhu-detail spodní desky

Obr. 45: MKP analýza upraveného návrhu-použitý roznášecí podložky

Obr. 46: Roznášecí podložka

Obr. 47: Čelní pohled sestavy uchycení hydromotoru

Obr. 48: Boční pohled sestavy uchycení hydromotoru

Obr. 49: Axonometrie-uchycení hydromotoru

Obr. 50 MKP zatížení svařence silou 577kN.

Obr. 51: Schéma vedení lanka

Obr. 52: Schéma lanko DIN 3055[18]

Obr. 53: Řez kladkou[19]

Obr. 54 ISO pohled kladka

Obr. 55: Navíjecí mechanismus

Obr. 56 Uchycení navíjecího mechanismu

Obr. 57: Uchycení kladky k nosnému rámu

Obr. 58: Řešení úložného prostoru lisovacích přípravků

Obr. 59 Rektifikační prvek

Obr. 60: Vyobrazení spodní podpěrné části lisu

Obr. 61: Celkový pohled

Obr. 63: Sestava s kusovníkem-součást přílohy

Obr. 64: Podsestava

Obr. 65: Dílčí výkresy součástí přílohy

Seznam tabulek

Tabulka 1: Druhy rotačních hydromotorů [12]

Tabulka 2: Příklady značení některých rozvaděčů

Tabulka 3: Reakční síly v podporách v závislosti na poloze hydromotoru

Tabulka 4: Ohybové momenty v závislosti na poloze hydromotoru

Seznam grafů

Graf 1: Bezpečnost v závislosti na poloze hydromotoru

Grof2: Maximální zátěžná síla vzhledem k mezi kluzu a poloze hydromotoru

Graf 3: Cyklická únava materiálu S 355 J2G3[17]

Seznam příloh

Příloha č. 1: Hlavní sestava dílenského lisu

Příloha č. 2: podsestavy dílenského lisu

Příloha č. 3: Kusovník dílenského lisu

Příloha č. 4: Dílčí výrobní výkresy komponent dílenského lisu

Příloha č. 5: CD obsahující diplomovou práci v elektronické podobě, 3D model dílenského lisu, výkresy obsahující hlavní sestavu, podsestavy a jednotlivé dílčí výkresy