



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ PRO SKLAD SUDŮ

HANDLING EQUIPMENT FOR A STORAGE OF THE BARRELS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

David Matyáš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	David Matyáš
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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 bakalářské práce:

Manipulační zařízení pro sklad sudů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh manipulátoru jako přídavného zařízení na manipulační vozík pro zdvih a otáčení sudů, barelů a jiných válcových předmětů. Přídavné zařízení je možné upevnit na běžný manipulační vozík a připojit k okruhu tlakového oleje. Pohon přídavného zařízení hydrostatický. Pojždění manipulačního vozíku po rovné podlaze skladu.

Technické parametry:

Nosnost zařízení dle zvoleného manipulačního vozíku.

Maximální úchopový rozměr 1100 mm.

Úhel otočení 180° na obě strany.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor úchopných a otočných přídavných zařízení a příslušných vysokozdvížných vozíků.

Legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky.

Koncepční návrh přídavného zařízení.

Funkční rozměrové a silové výpočty.

Upřesnění konstrukce přídavného zařízení návrhem komponent.

Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy přídavného zařízení.

Podsestava rámu otočné podsestavy.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá návrhem konstrukce manipulačního zařízení pro sklad sudů jako přídatného zařízení běžného manipulačního vozíku. Vozík se pohybuje po rovné podlaze skladu. Všechny funkce zařízení jsou poháněny hydrostaticky. V práci jsou provedeny konstrukční návrhy, po jejichž vyhodnocení je vybrána varianta, pro kterou jsou provedeny funkční a pevnostní výpočty. Ke zvolené koncepci je vypracována výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

manipulační zařízení, vysokozdvihný vozík, drapák, kleština, sud, rotátor, přímočarý hydromotor

ABSTRACT

The Bachelor's thesis deals with the design of handling equipment for barrel warehouse as additional device for forklifts. Forklift moves on the flat floor of the warehouse. All functions of the mechanism are powered by hydrostatic oil pressure. In the thesis, some design proposals are made, after their evaluation is chosen final variation which includes functional and strength calculations. The chosen concept includes a drawing documentation.

KEYWORDS

handling equipment, forklift, grapple, collet, barrel, rotator, linear hydraulic motor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MATYÁŠ, David. *Manipulační zařízení pro sklad sudů*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124454>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 61 s. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 25. června 2020

.....

David Matyáš

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi Ph.D. za odborné vedení a rady při tvorbě této bakalářské práce. Poděkování patří také mé rodině a mým přátelům za jejich podporu, kterou mi po dobu mého bakalářského studia poskytovali.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Typy přídatných zařízení	12
1.1.1 Skupina A: ramena a uchopovače	12
1.1.2 Skupina B: prostá	12
1.1.3 Skupina C: složitá.....	12
2 Rešeršní rozbor otočných úchopných přídatných zařízení pro válcové předměty..	13
2.1 S ručním ovládním	13
2.1.1 Zařízení s boční rotací	13
2.1.2 Zařízení s čelní rotací	13
2.2 S hydraulickým ovládním	14
2.2.1 Zařízení s boční rotací	14
2.2.2 Zařízení s čelní rotací	15
2.2.3 Zařízení s kombinovanou rotací	16
2.3 S kombinovaným ovládním	16
3 Rozbor nejčastějších průmyslových sudů	17
3.1 Ocelové sudy.....	17
3.2 Plastové sudy	17
4 Legislativní předpisy a bezpečnostní požadavky	18
5 Koncepční návrh manipulátoru	19
5.1 Radiální drapákové kleštiny.....	19
5.2 Nosný rám.....	19
5.3 Čelní otočný mechanismus	20
5.3.1 Koncepce s klikovým mechanismem	20
5.3.2 Koncepce se šnekovou převodovkou	21
5.3.3 Koncepce s rotátorem	22
6 Stanovení pracovních parametrů.....	23
7 Návrh komponent a jejich základní parametry.....	24
7.1 Rotátor CPR.....	24
7.2 Přímočarý hydromotor ZH2.....	25
7.2.1 Oka hydromotoru.....	28
7.3 Škrťící ventily VRFB	28
7.4 Hydraulický zámek VBDPE	29
7.5 Bronzová kluzná ložiska SKF.....	29
7.6 Maznice H1	30
7.7 Gumová SBR deska	30
8 Funkční rozměrové a silové výpočty	31
8.1 Stanovení nosnosti zařízení.....	31
8.2 Silová rovnováha kleštiny	32
8.2.1 Výpočet minimálních sil z rovnice rovnováhy.....	32
8.2.2 Výpočet maximálních sil z rovnic rovnováhy.....	33

8.3	Silová rovnováha sudu	34
8.3.1	Výpočet minimálních sil působících na sud z rovnic rovnováhy	35
9	Pevnostní kontrola	37
9.1	Kontrola kleštiny na ohyb	37
9.1.1	Ohybový moment vyvozený tlačnou silou.....	37
9.1.2	Ohybový moment vyvozený třecí silou	38
9.1.3	Vlastnosti ohýbaného profilu	39
9.1.4	Ohybové napětí v průřezu od tlačné síly.....	41
9.1.5	Ohybové napětí v průřezu od třecí síly	41
9.1.6	Výsledné ohybové napětí v průřezu.....	41
9.2	Kontrola čepů	42
9.2.1	Čep kleštiny.....	42
9.2.2	Čep pístnice hydromotoru	44
9.2.3	Čep pláště hydromotoru	45
9.2.4	Čep táhla	46
9.3	Kontrola ložisek	48
9.3.1	Ložiska kleštiny	48
9.3.2	Ložiska táhla	49
9.4	Kontrola vzpěrné stability táhla	50
9.5	Kontrola radiálního zatížení rotátoru	52
	Závěr	54
	Seznam použitých zkratk a symbolů	58
	Seznam příloh.....	61

ÚVOD

Přídavná zařízení zdvižných vozíků jsou častou součástí průmyslových výrob. Pro zajištění bezpečného transportu jak pro obsluhu, tak pro hotový výrobek je nezbytná volba vhodného přídavného zařízení. Právě pro manipulaci se sudy je vhodné používat jednoúčelová zařízení určená přímo pro jejich manipulaci. Správná volba zařízení dokáže při dnešní uspěchané době uspořit obsluhu čas, který může věnovat dalším úkonům.

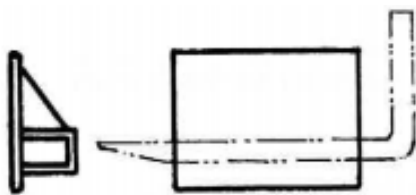
Cílem práce je dle zadání navrhnout zařízení plně ovládané hydraulickým okruhem tlakového oleje vozíku, kdy obsluha vozíku může provádět úchopné i rotační úkony bez nutnosti opustit kabinu vozíku. Následně má práce výpočty vybrané konstrukční uzly a vyhotovit výkresovou dokumentaci v zadaném rozsahu.

1 TYPY PŘÍDAVNÝCH ZAŘÍZENÍ

Přídavná zařízení pro zdvižné motorové vozíky se dělí podle konstrukčních a funkčních znaků. Rozdělením přídavných zařízení se zabývá norma ČSN 26 8926 – *Přídavná zařízení pro zdvižné motorové vozíky: Třídění a názvy [1]*, podle které dělíme zařízení do následujících tří skupin. Zároveň norma dovozuje kombinace mezi jednotlivými skupinami zařízení.

1.1.1 SKUPINA A: RAMENA A UCHOPOVAČE

Tvarová ramena slouží pro úchop jednoho i více předmětů. Nejčastěji to jsou zařízení upevněná k nosným vidlím s hydraulickým bočním posuvem. Obvykle jsou párová. Patří mezi ně uchopovač na bedny (Obr. 1) nebo sudy (Obr. 2).



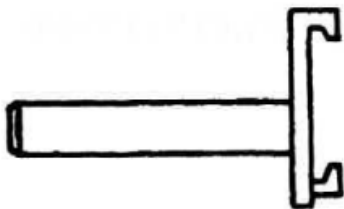
Obr. 1 Uchopovač na bedny [1]



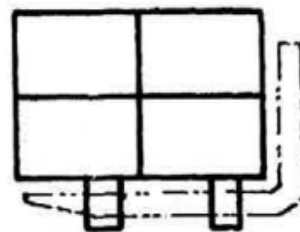
Obr. 2 Uchopovač na sudy [1]

1.1.2 SKUPINA B: PROSTÁ

Jsou to přídavná zařízení, bez samostatného pracovního pohybu. Upevněny mohou být jak na vidle, tak na ISO/FEM desku. Jsou to například prodloužené vidle, nosný čep (Obr. 3) nebo pracovní plošina (Obr. 4).



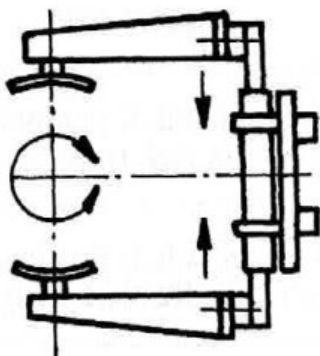
Obr. 3 Nosný čep [1]



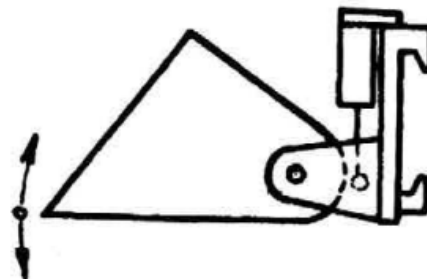
Obr. 4 Pracovní plošina [1]

1.1.3 SKUPINA C: SLOŽITÁ

Charakteristikou je jejich vlastní pohyb. Obvykle to jsou svěrací čelisti vybavené uchopovači ze skupiny A, například s uchopovači na sudy (Obr. 5). Dále to mohou být zařízení jako lopata (Obr. 6) nebo axiální drapák.



Obr. 5 Otočné čelisti na sudy [1]



Obr. 6 Lopata [1]

2 REŠERŠNÍ ROZBOR OTOČNÝCH ÚCHOPNÝCH PŘÍDAVNÝCH ZAŘÍZENÍ PRO VÁLCOVÉ PŘEDMĚTY

Rešeršní rozbor bude zaměřen na přídatná zařízení, která umožňují úchop barelů či jiných válcových předmětů a zároveň umožňují jejich horizontální rotaci.

2.1 S RUČNÍM OVLÁDÁNÍM

Jedná se o kompaktní jednoduchá zařízení vhodná občasnou manipulaci s ohledem na repetitivní úkony obsluhy a časovou náročnost uchopení a otočení.

2.1.1 ZAŘÍZENÍ S BOČNÍ ROTACÍ

Jde zejména o jednoduché přídatné zařízení Contact Attachements SDR-1-DS (Obr. 7) navržené pro manipulaci s 210litrovými sudy. Nosnost zařízení je 360 kg. Úchop předmětu je realizován upínacími pásy s háky a ráčnami. Boční horizontální rotace je pak zajištěna šnekovou převodovkou s ručním pohonem. Díky samosvornosti šnekových převodovek je tedy zajištěna i proti nechtěnému pootočení. Zároveň umožňuje otočení o 360°. Zařízení se upíná na vidle o maximálním rozměru 140 x 50 mm. Aretace proti posunutí je dvěma aretačními šrouby. [2]



Obr. 7 Přídatné zařízení Contact Attachements SDR-1-DS [2]

2.1.2 ZAŘÍZENÍ S ČELNÍ ROTACÍ

Jedná se o zařízení od německého výrobce Eichinger. Model 2234.1 (Obr. 8) pro 210litrové sudy umožňuje čelní horizontální rotaci o 360° díky samosvorné šnekové převodovce. Jednoduchý úchop je vyřešen pomocí ocelové obruče která umožňuje nastavení utahení sudu. Nosnost zařízení činí 360 kg. Zařízení se upíná na vidle a aretuje se řetězem upevněným k ISO/FEM desce. [3]



Obr. 8 Přídavné zařízení Eichinger 2234.1 [3]

2.2 S HYDRAULICKÝM OVLÁDÁNÍM

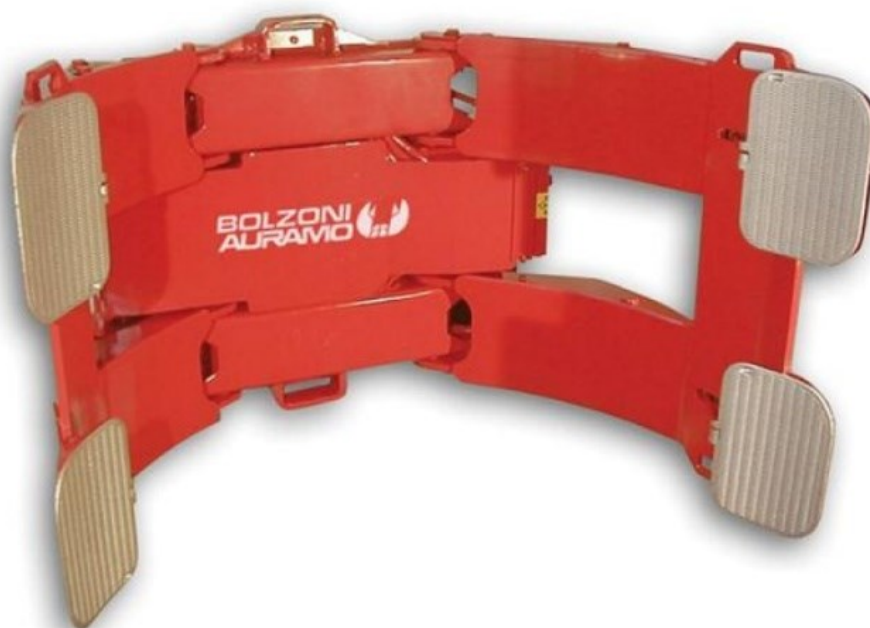
Plně hydraulická zařízení jsou vhodná pro repetitivní manipulační úkony. Mají rychlý pracovní cyklus a zjednodušují manipulaci s hmotnými předměty. Zařízení se připojí k hydrostatickému rozvodu tlakového oleje vozíku a přes vícecestný hydraulický rozvaděč ovládá pohyby zařízení.

2.2.1 ZAŘÍZENÍ S BOČNÍ ROTACÍ

Jde o plně hydraulické přídavné zařízení od firmy Bolzoni-Auramo navržené pro manipulaci primárně s rolemi papíru. Úchop předmětu je realizován hydraulickým drapákem. Horizontální rotace je zajištěna buď hydraulicky ovládanou šnekovou převodovkou s nosností do 1 800 kg (Obr. 9), nebo radiálním rotátorem s nosností až 12 000 kg (Obr. 10). Zařízení upínáme za čelní ISO/FEM desku vozíku. Nevýhoda zařízení je vysoká pořizovací cena. [4]



Obr. 9 Přídavné zařízení Bolzoni-Auramo AM [4]



Obr. 10 Přídavné zařízení Bolzoni-Auramo AR [4]

2.2.2 ZAŘÍZENÍ S ČELNÍ ROTACÍ

Toto je přídavné zařízení od firmy Bolzoni-Auramo. Konstrukce TA-RH (Obr. 11) je velice podobná jako u modelu B-A AR, nyní ale zde chybí boční rotační část. Čelní rotace se zde řeší dvěma pístnicemi, které zajišťují čelní 90° sklopení. Maximální nosnost v závislosti na konfiguraci činí 3200 až 4200 kg. [5]



Obr. 11 Přídavné zařízení Bolzoni-Auramo TA-RH [5]

2.2.3 ZAŘÍZENÍ S KOMBINOVANOU ROTACÍ

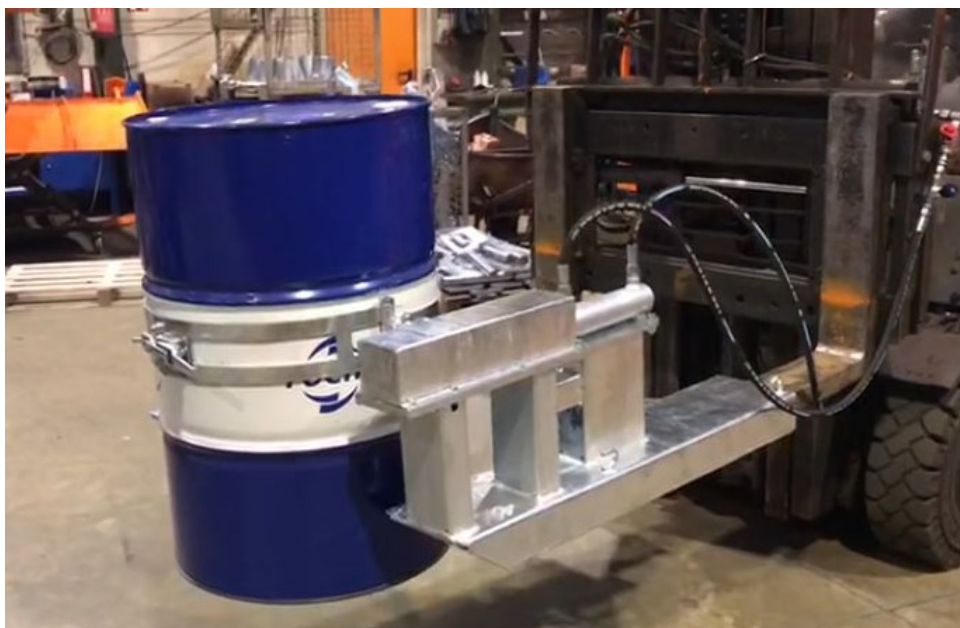
Přídavné zařízení Bolzoni-Auramo TAR-RH (Obr. 12) je kombinací dvou výše uvedených zařízení B-A AR a B-A TA-RH, kdy je zde boční horizontální 180° rotace radiálního rotátoru a čelní horizontální rotace díky dvěma pístnicím. Maximální nosnost je v rozpětí 2200 až 4800 kg. [6]



Obr. 12 Přídavné zařízení Bolzoni-Auramo TAR-RH [6]

2.3 S KOMBINOVANÝM OVLÁDÁNÍM

Model Eichinger 2234.3 (Obr. 13) vychází z výše uvedeného modelu Eichinger 2234.1. Čelní horizontální rotace je ale realizována hydromotorem s ozubeným hřebenem a ozubeným kolem. Upínání sudů zůstává ruční, ocelovou obručí. [7]



Obr. 13 Přídavné Eichinger 2234.3 [7]

3 ROZBOR NEJČASTĚJŠÍCH PRŮMYSLOVÝCH SUDŮ

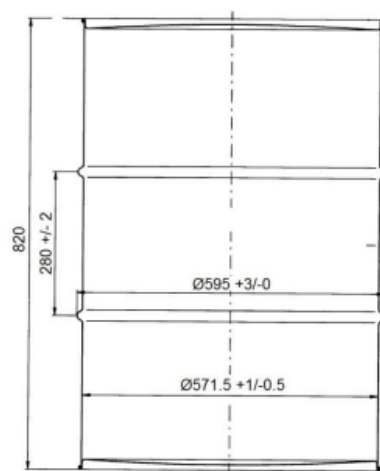
Sudy používané v průmyslu podléhají normalizaci UN – United Nations, tedy normám Organizace spojených národů. Norma se nezabývá jen sudy, ale veškerými přepravními obaly. [8]

3.1 OCELOVÉ SUDY

Sudy začínají označením „UN 1A“. Sudy mají odnímací víko, nebo mají dvě odlišně veliké zátky. Ty slouží například k montáži vypouštěcího kohoutu. Zátky jsou obvykle na čele sudu, mohou být ale i na plášti sudu. Jsou vhodné ke skladování a transportu všech kapalných látek. Vyrábí se velikostech od 30 do 216,5 litrů (Obr. 14; 15). [9]



Obr. 14 Sud Shell - 210 litrů [10]



Obr. 15 Rozměry sudu - 200 litrů [11]

3.2 PLASTOVÉ SUDY

Jedná se o sudy s označením „UN 1H“. Plastové sudy se zátkami (Obr. 16) a plastové sudy s víkem (Obr. 17) jsou vyrobeny z polyethylenu (HDPE), jsou odolné proti UV záření, mrazuvzdorné. Vyrábí se i v antistatické variantě pro převoz výbušných kapalin. Výhodou je stohovatelnost. Jsou vhodné pro skladování i transport. Vyrábí se ve velikostech od 30 do 220 litrů. [12]



Obr. 16 Plastový sud se zátkami - 220 litrů [13]



Obr. 17 Plastový sud s víkem - 220 litrů [14]

4 LEGISLATIVNÍ PŘEDPISY A BEZPEČNOSTNÍ POŽADAVKY

Legislativní a bezpečnostní předpisy pro přídatná zařízení zdvižných vozíků se řídí normou ČSN 26 8927 – *Přídavná zařízení pro zdvižné motorové vozíky: Všeobecné technické požadavky* [15]. Norma se zabývá všeobecnými technickými požadavky zařízení a také jeho označením. Nejdůležitější body normy jsou:

- Obecné:

- 1.1 Přídavné zařízení nesmí narušit stabilitu vozíku při všech dovolených pohybech přídatného zařízení.

Dovoluje se nasazovat přídatná zařízení na vozík, jehož jmenovitá nosnost převyšuje žádanou pro společnou práci, dovolují-li to upínací rozměry na zdvihací desku. Dále nesmí hodnota pracovního tlaku převyšovat maximální tlak hydraulického systému vozíku.

- 1.8 Pro přídatná zařízení, u nichž se břemeno přidržuje prostřednictvím tření, sevření, vakua nebo magnetu, musí být proveden výpočet síly přidržující břemeno.

- Konstrukční:

- 1.5 Dovolené vypočtené zatížení nesmí být vyšší než 2/3 meze kluzu daného materiálu.
- 1.17 Pro zařízení s vyšší hmotností než 40 kg se musí uvažovat místa pro jejich upevnění při dopravě nebo montáži.
- 1.22 Umístění připojovacích hydraulických prvků volit přednostně na pravé horní straně zdvižné desky ve směru jízdy vozíku.

- Bezpečnostní:

- 1.11 V případě poruchy hydraulického okruhu musí zařízení udržet břemeno do jeho cíleného uvolnění.
- 1.18 Je nutné dodržet pojistné mezery proti přiskřípnutí prstů nejvíce 25 mm, pěstí a chodidel nejvíce 50 mm a končetin nejvíce 100 mm.

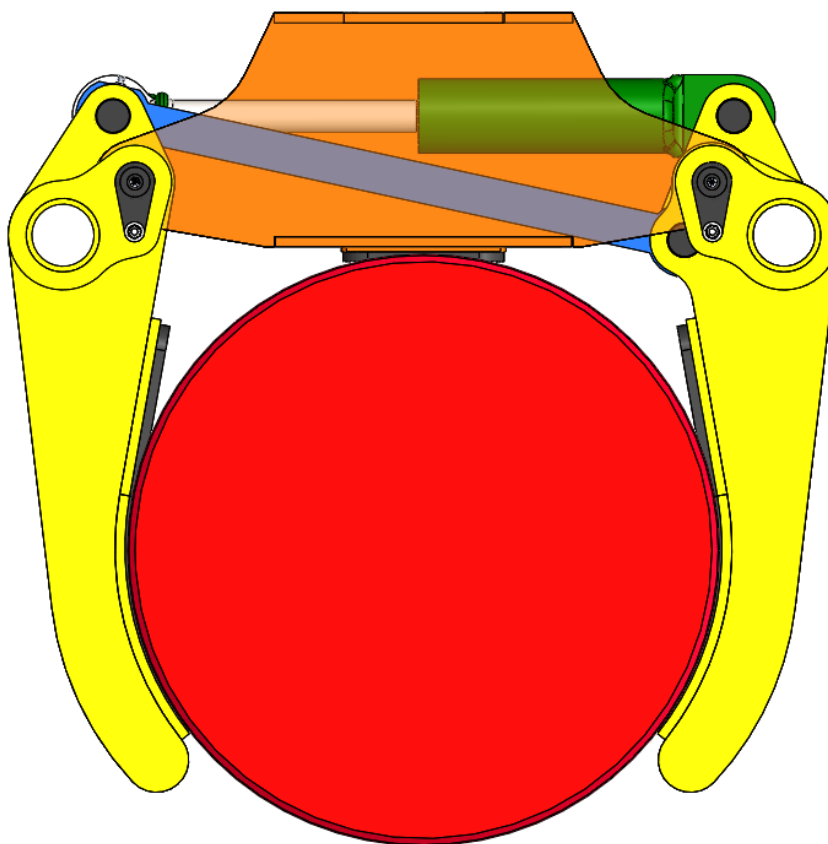
[15]

5 KONCEPČNÍ NÁVRH MANIPULÁTORU

Základními částmi manipulátoru jsou radiální drapákové kleštiny, základní rám a čelní otočný mechanismus. Koncepty se liší řešením otočného mechanismu.

5.1 RADIÁLNÍ DRAPÁKOVÉ KLEŠTINY

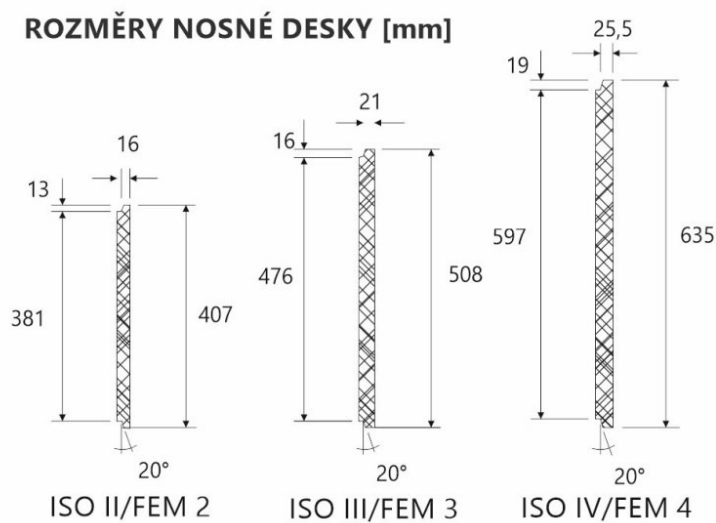
Vychází z konstrukce lesnických axiálních drapákových kleštin [16]. Kinematický člen zajišťující zavírání kleštin je navržen tak, aby se kleštiny zavíraly současně. Dotykové plochy jsou opatřeny pryžovým pásem, který zajišťuje ochranu proti povrchovému poškození sudu. Zároveň díky svému koeficientu tření umožňuje zvýšení maximální hmotnosti břemene oproti kleštinám s pouze plechovým pásem.



Obr. 18 Radiální drapákové kleštiny

5.2 NOSNÝ RÁM

Nosný rám manipulátoru představuje svařenec z normalizovaných profilů a plechů. Uchycení k vozíku je řešeno přírubami kompatibilními se zvolenou ISO/FEM deskou (Obr. 19). Její velikost odpovídá třídě zvolených zdvižných vozíků.

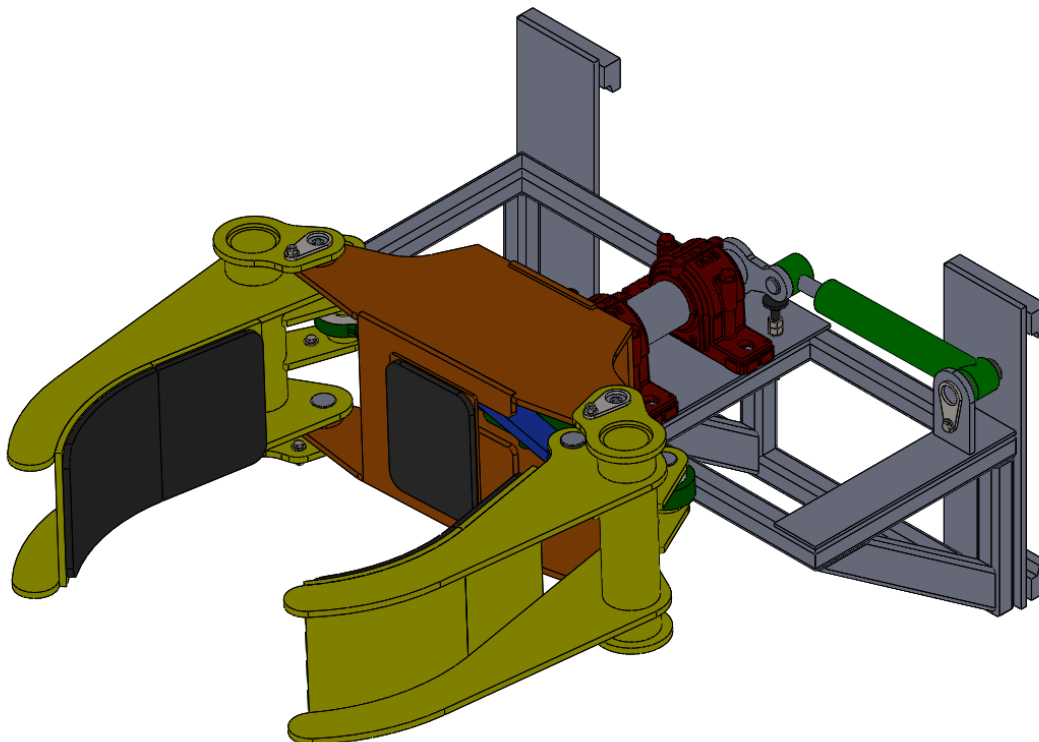


Obr. 19 Rozměry nosných desek ISO/FEM [17]

5.3 ČELNÍ OTOČNÝ MECHANISMUS

5.3.1 KONCEPCE S KLIKOVÝM MECHANISMEM

Tento návrh využívá klikový mechanismus s použitím lineárního hydromotoru (Obr. 20). Pracovní oblastí je pouze horní polovina. Koncové polohy jsou v dorazech v horní a dolní úvrati. Seřízení plynulého chodu v krajních polohách je realizováno pomocí seřiditelných šroubovacích dorazů. Zajištění podmínky rotace sudu na obě strany je umožněno díky výběru výchozí pozice. Pokud se klikový mechanismus nachází v dolní úvrati, sud bude otočen doprava, pokud v horní, sud bude otočen doleva. Síly jsou zachyceny v páru ložiskových celků.



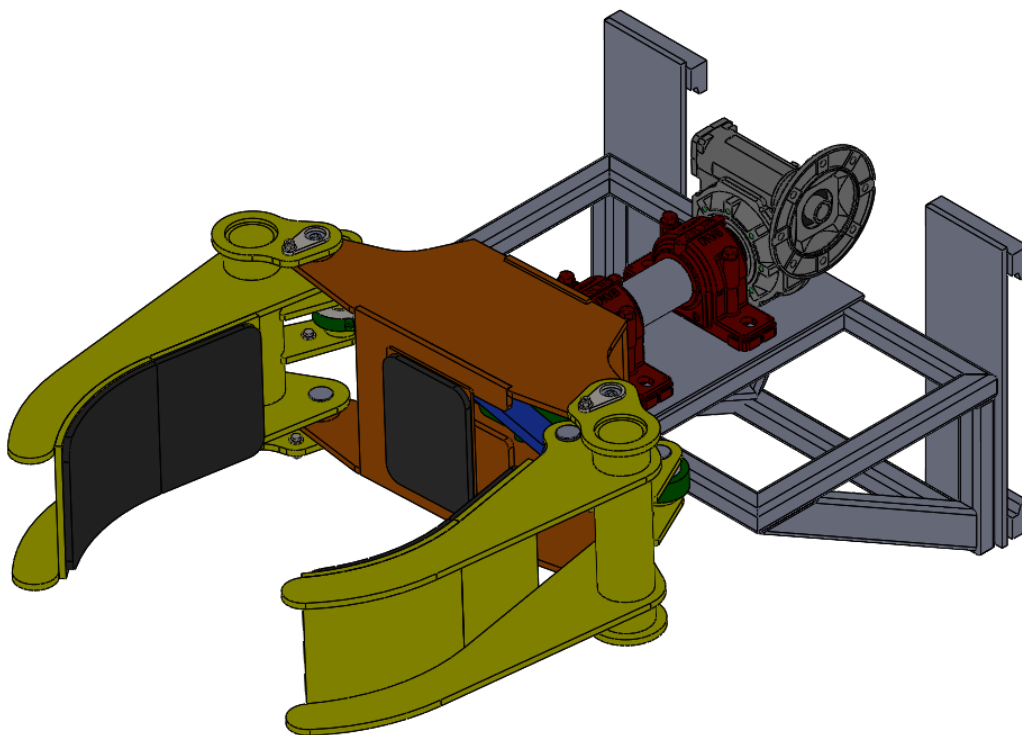
Obr. 20 Koncepte s klikovým mechanismem

Výhodou koncepce jsou nižší výrobní náklady.

Naopak za obrovskou nevýhodu lze považovat vysoká úhlová zrychlení v krajních polohách. Tím vzniká obrovský setrvačný moment, který zvyšuje průřez nosné hřídele a zároveň může způsobit ztrátu vzpěrné stability lineárního hydromotoru. Dále u tohoto konceptu není možné chytit předmět dokonale vodorovně kvůli nutnosti mít doraz posunutý od úvratě. Další nevýhodou je že obsluha vozíku musí ještě před uchopením sudu vědět, na kterou stranu ho bude chtít vylít.

5.3.2 KONCEPCE SE ŠNEKOVOU PŘEVODOVKOU

Návrh (Obr. 21) vychází z předchozího konceptu. Liší se ale v mechanismu rotace. V tomto případě je zvolena šneková převodovka. Ta je poháněna zubovým čerpadlem, které v tomto případě slouží jako hydromotor. Díky průchozí výstupní hřídeli převodovky je nosná hřídel zasunuta rovnou do ní.



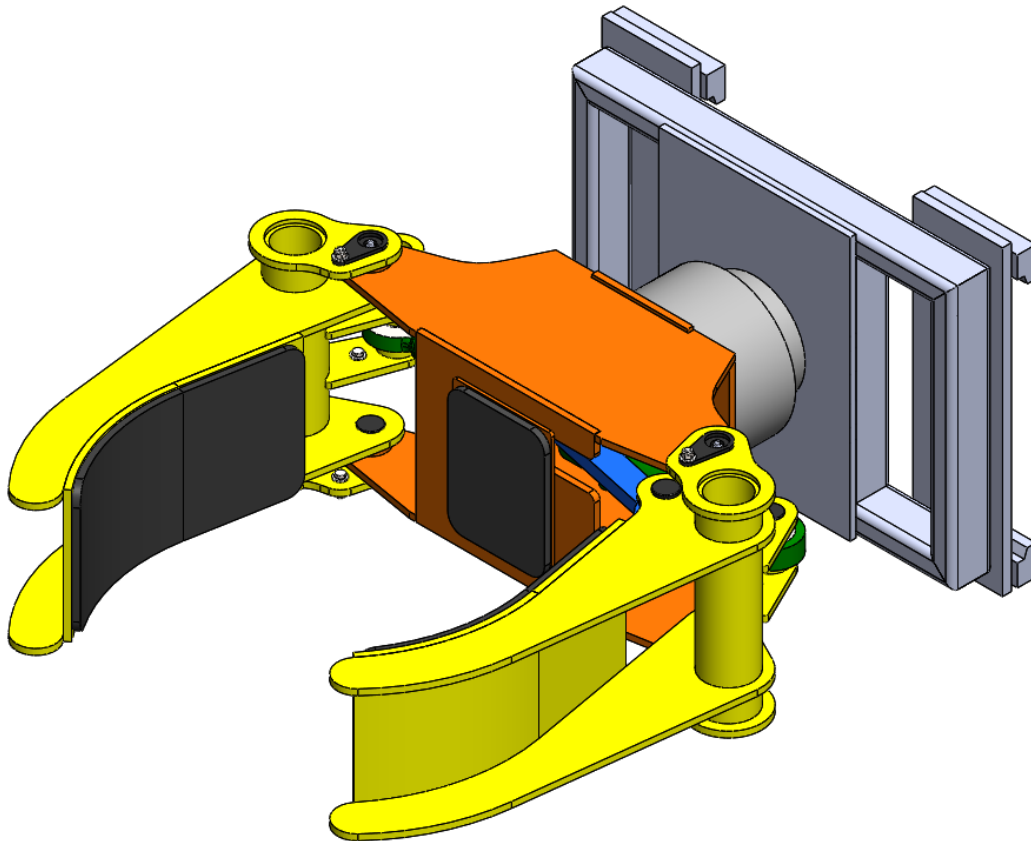
Obr. 21 Koncepce se šnekovou převodovkou

Výhodou je plynulý průběh otáčení a samosvornost díky vlastnostem šnekové převodovky.

Hlavní nevýhodou je nutnost vyřešit mechanismus dorazů. Zde by při více rotacích stejným směrem hrozilo napnutí, jehož následkem by mohlo být roztržení přívodních hadic k radiálním drapákovým kleštinám. Dalšími nevýhodami jsou narůstající délka základního rámu a tím snížená manévrovatelnost vozíku a vyšší cena použitých komponent než u prvního konceptu.

5.3.3 KONCEPCE S ROTÁTOREM

Zařízení s použitím průmyslového pístového rotátoru (Obr.22). Ten slouží k rotaci a zároveň zachytává silové působení od břemene. Rotátor má dva páry vstupů/výstupů tlakového oleje. Jeden pár slouží pro samotnou rotaci rotátoru. Ten druhý je propojovací pro přídavné zařízení, v tomto případě to jsou právě drapákové kleštiny. Díky tomu zde odpadá problém s přívodními hadicemi pro drapákové kleštiny.



Obr. 22 Koncepte s rotátorem

Výhodou je nekonečná rotace, plynulý průběh otáčení a nejkratší délka celého zařízení.

Jedinou nevýhodou je vyšší pořizovací cena.

Tato koncepce je zhodnocena jako nejschůdnější pro finální zhotovení.

6 STANOVENÍ PRACOVNÍCH PARAMETRŮ

Jako první musí být zvolen zdvižný vozík, pro který budeme zařízení navrhovat. Od parametrů vozíku se odvíjí volba dalších komponent, především pracovní tlak a velikost nosné desky. V tabulce 1 jsou uvedeny zdvižné vozíky s nosností do 2000 kg. Ty jsou vybaveny deskou ISO/FEM 2.

Tab. 1, Přehled zdvižných vozíků do 2000 kg [18-26]

Výrobce	Model	Nosnost [kg]	Pohon	Prac. tlak [bar]	Průtok oleje [l/min]
Jungheinrich	EFG 316-320	1600-2000	AKU	200	25
Linde	E16-E20 EVO	1600-2000	AKU	170	32
Still	RX 20 14-20	1400-2000	AKU	240	26,5
Toyota	8FBMK 16-20	1600-2000	AKU	183	41,3
Jungheinrich	DFG/TFG 316-320	1600-2000	Diesel/LPG	160	45
Linde	H14-H20 EVO	1400-2000	Diesel/LPG/CNG	170	38
Hyster	H1.6-H2.0 FT, FTS	1600-2000	Diesel/LPG	155	58-69
Still	RX 70 16-20	1600-2000	Diesel/LPG	230	30
Toyota	02-8FGF 15-20	1500-1200	Diesel/LPG	118-147	65

Po dohodě s vedoucím práce je stanoven **pracovní rozsah 150 až 200 barů**. Do tohoto rozsahu spadá nadpoloviční většina výše uvedených vozíků, především modely od německých značek Jungheinrich a Linde, které jsou v Evropě nejvíce rozšířené.

Po dohodě s vedoucím práce je průtok oleje omezen škrtícím ventilem na **15 l/min** z důvodu zpomalení pracovních cyklů a splnění technických požadavků komponent. Škrtení průtoku způsobuje zahřívání proudícího oleje. Díky míjivému zatížení, kdy zařízení nepracuje nepřetržitě tuto skutečnost zanedbáme.

Po dohodě s vedoucím práce je hodnota **maximálního úchopového rozměru** dále chápána jako **nejvyšší minimální rozevření drapáku**.

7 NÁVRH KOMPONENT A JEJICH ZÁKLADNÍ PARAMETRY

7.1 ROTÁTOR CPR

Rotátor CPR (Obr. 23) je radiální pístový hydraulický motor, který přeměňuje tlakovou energii na mechanickou. Firma Balrotors vyrábí axiální i radiální rotátory pro stavební stroje a vyvážecí lesnické vozy. Vybraná řada rotátorů má rozpětí 36 až 110 kN radiálního zatížení. [27]



Obr. 23 Rotátor Balrotors CPR5 [28]

Z řady CPR volíme nejmenší rotátor **CPR5** (Obr. 23).

Tab. 2, Parametry rotátoru CPR5 [29]

Rotace	Neomezená (max. 30 ot/min)
Max. axiální zatížení	±50 kN
Max. radiální zatížení	36 kN
Točivý moment při 25 MPa	1350 Nm
Max. tlak pro rotaci	25 MPa
Max. tlak pro kleštiny	35 MPa
Doporučený průtok oleje	15 l/min
Jmenovitý výtlak	354 cm ³ /ot
Hmotnost	46 kg

DOBA OTÁČKY ROTÁTORU

$$t_{ot} = \frac{V_r}{Q_{RED}} [s] \quad (7.1)$$

$$t_{ot} = \frac{60 \cdot 0,354}{15}$$

$$t_{ot} = 1,4 \text{ s}$$

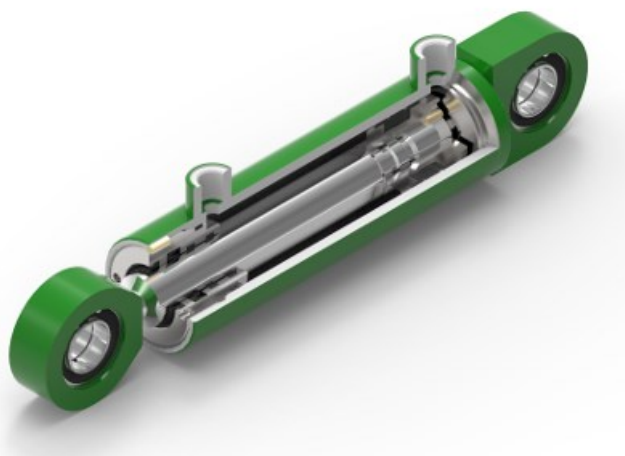
kde:

$V_r = 0,354 \text{ l}$ zdvihový objem rotátoru [29],

$Q_{RED} = 15 \text{ l/min}$ průtok oleje omezený škrticím ventilem [30].

7.2 PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR ZH2

Zvolený přímočarý hydromotor ZH2 (Obr. 24) od firmy Hydraulics je prvek, který přeměňuje tlakovou energii na mechanickou. Svoji konstrukcí nevyžaduje zvláštní požadavky na obsluhu a údržbu. Pro bezpečnou funkci prvku je nutné se řídit provozními požadavky. [31]



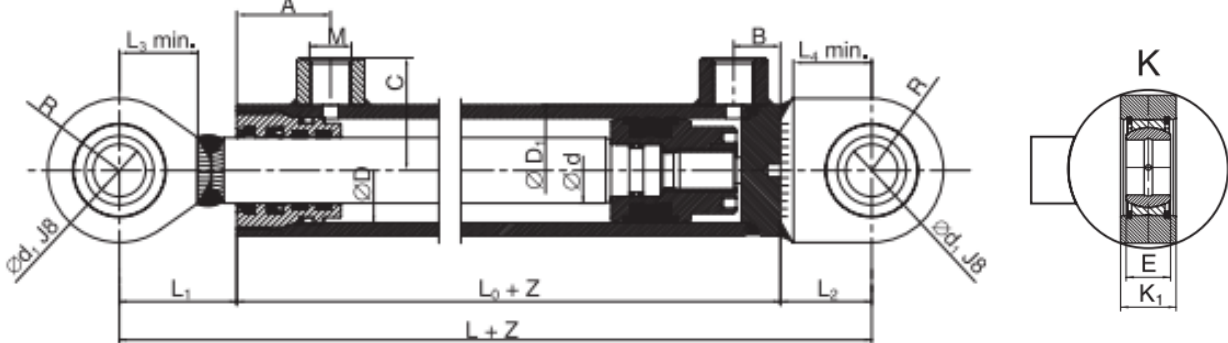
Obr. 24 Hydromotor Hydraulics ZH2 [30]

Tab. 2, Provozní požadavky hydromotoru ZH2

Jmenovitý tlak	20 MPa
Maximální tlak	25 MPa
Zkušební tlak	32 MPa
Pracovní kapalina	hydraulické minerální oleje (OH-HM 32/46/64)
Požadovaná filtrace oleje	min. 40 μm , doporučené 25 μm
Teplotní rozsah	-20°C ÷ +80°C pro olej
	-20°C ÷ +70°C pro okolí
Maximální pracovní rychlost	0,5 ms^{-1}

Z řady ZH2 zvolen **ZH2 60/32 x 222 K**.

Číslo 222 označuje velikost zdvihu v milimetrech. „K“ označuje polohu přívodních šroubení, kdy jsou osy šroubení a osy ok hydromotoru rovnoběžné. Na schématickém obrázku 25 je uvedena varianta „R“, kdy jsou osy na sebe kolmé.



Obr. 25 Schéma HM Hydraulics ZH2 „R“ a pozice umístění přívodního šroubení „K“ [30]

Tab. 3, Rozměry hydromotoru ZH2 60/32 x 222 K [30]

$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing D_1$	$\varnothing d_1$	L	L_0	L_1	L_2	L_3 ± 1	L_4 ± 1	M	A	B	C	E	K_1	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. $\varnothing d$	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
60	32	75	25	225	126	57	42	37	36	16x1,5	48	25	55,5	20	25	35	330	5,50 + Z x 0,01880

PLOCHA PÍSTU HYDROMOTORU

$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} [N] \quad (7.2)$$

$$S_p = \frac{\pi \cdot 60^2}{4}$$

$$S_p = 2827,4 \text{ mm}^2$$

kde:

$$D = 60 \text{ mm} \quad \text{průměr pístu [30].}$$

MAXIMÁLNÍ SÍLA HYDROMOTORU

$$F_{p \max} = p_{\max} \cdot S_p [N] \quad (7.3)$$

$$F_{p \max} = 20 \cdot 2827,4$$

$$F_{p \max} = 56548 \text{ N}$$

kde:

$$p_{\max} = 20 \text{ MPa} \quad \text{max. přípustný tlak v hydraulickém systému, zvolen v kapitole 6.}$$

$$S_p = 2827,4 \text{ mm}^2 \quad \text{plocha pístu hydromotoru, z rovnice (7.2).}$$

MINIMÁLNÍ SÍLA HYDROMOTORU

$$F_{p \min} = p_{\min} \cdot S_p \text{ [N]} \quad (7.4)$$

$$F_{p \min} = 15 \cdot 2827,4$$

$$F_{p \min} = 42411 \text{ N}$$

kde:

$p_{\min} = 15 \text{ MPa}$ min. přípustný tlak v hydraulickém systému, zvolen v kapitole 6,

$S_p = 2827,4 \text{ mm}^2$ plocha pístu hydromotoru, z rovnice (7.2).

ZDVIHOVÝ OBJEM HYDROMOTORU

$$V_{hm} = z \cdot S_p \text{ [mm}^3\text{]} \quad (7.5)$$

$$V_{hm} = 222 \cdot 2827,4$$

$$V_{hm} = 627682 \text{ mm}^3 = 0,63 \text{ l}$$

kde:

$z = 222 \text{ mm}$ zdvih hydromotoru, zvolený v kapitole 7.2 ,

$S_p = 2827,4 \text{ mm}^2$ plocha pístu hydromotoru, z rovnice (7.2).

DOBA UZAVŘENÍ KLEŠTIN

$$t_z = \frac{V_{hm}}{Q_{RED}} \text{ [s]} \quad (7.6)$$

$$t_z = \frac{60 \cdot 0,63}{15}$$

$$t_z = 2,5 \text{ s}$$

kde:

$V_{hm} = 0,63 \text{ l}$ zdvihový objem hydromotoru, z rovnice (7.5),

$Q_{RED} = 15 \text{ l/min}$ průtok oleje omezený škrtícím ventilem [30].

RYCHLOST PÍSTU HYDROMOTORU

$$v_p = \frac{Q_{RED}}{S_p} \text{ [ms}^{-1}\text{]} \quad (7.7)$$

$$v_p = \frac{15}{2827,4 \cdot 60 \cdot 10^{-3}}$$

$$v_p = 0,088 \text{ ms}^{-1}$$

kde:

$Q_{RED} = 15 \text{ l/min}$ průtok oleje omezený škrtícím ventilem [30],

$S_p = 2827,4 \text{ mm}^2$ plocha pístu hydromotoru, z rovnice (7.2).

KONTROLA RYCHLOSTI PÍSTU

$v_{max} > v_p$ (7.8)

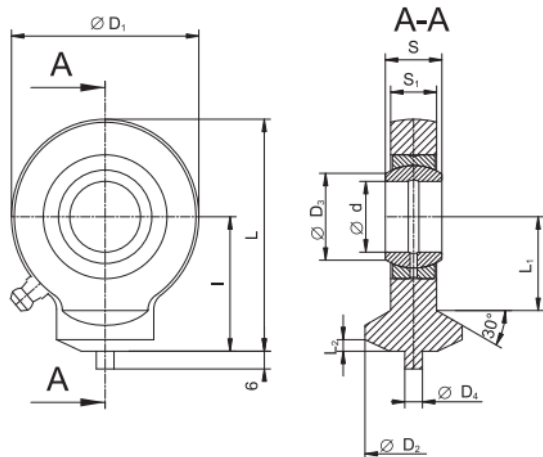
$0,5 > 0,088$ **vyhovuje**

kde:

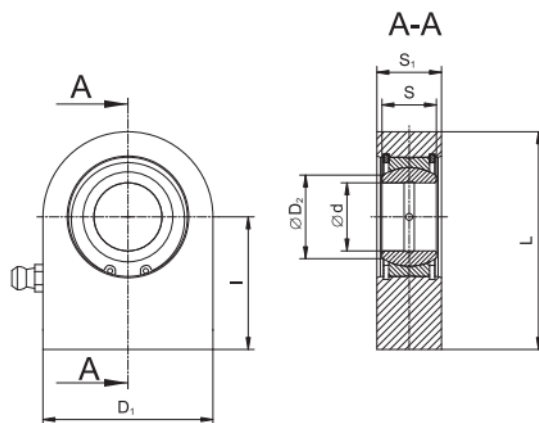
$v_{max} = 0,5 \text{ ms}^{-1}$ maximální rychlost hydromotoru, tabulka 2.

7.2.1 OKA HYDROMOTORU

Jako zakončení přímočarého hydromotoru jsou zvolena oka s možným mazáním vnějším kroužkem. Konkrétně jde o typ zakončení **TS-35C** (Obr. 26) pro pístnici hydromotoru a **TS-35N** (Obr. 27) pro plášť hydromotoru. Obě oka mají průměr vnitřního kroužku 35 mm.



Obr. 26 Oko TS-C [30]



Obr. 27 Oko TS-N [30]

7.3 ŠKRTÍCÍ VENTILY VRFB

Škrtící ventil VRFB (Obr. 28) je jednoduchý hydraulický prvek omezující průtočné množství proudícího oleje.



Obr. 28 Škrtící ventil VRFB [31]

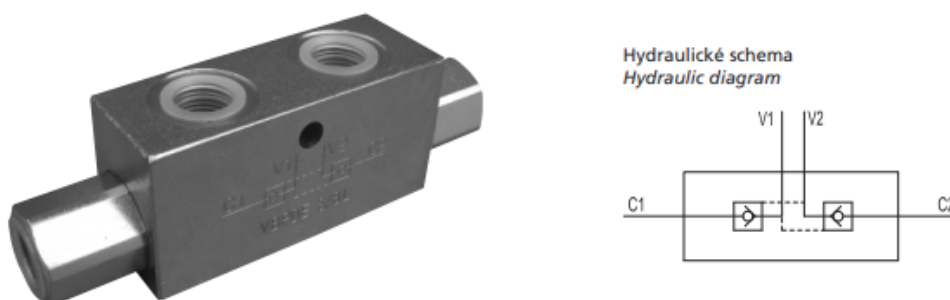
Volíme škrťací ventil **VRFB V0584** pro obě větve hydraulického systému. Je obousměrný a zároveň regulační. [31]

Tab. 4, Technické parametry ventilu VRFB V0584 [31]

Max. tlak	350 bar
Max. průtok	15 l/min
Velikost závitů	$G \frac{1}{4}''$

7.4 HYDRAULICKÝ ZÁMEK VBDPE

Hydraulický zámek VBDPE (Obr. 29) je bezpečnostní hydraulický prvek. Umožňuje udržení předmětu ve stejné pozici při poškození přívodních hadic hydraulického okruhu.



Obr. 29 Hydraulický zámek VBDPE a jeho hydraulické schéma [32]

Volíme hydraulický zámek **VBDPE V0020** pro hydraulický okruh drapáku.

Tab. 5, Technické parametry zámku VBDPE V0020 [32]

Max. tlak	350 bar
Otevírací tlak	4 bar
Max. průtok	20 l/min
Velikost závitů	$G \frac{1}{4}''$

7.5 BRONZOVÁ KLUZNÁ LOŽISKA SKF

Kluzná pouzdra z masivního bronzu (Obr. 30) jsou vhodná pro pomalé pohyby s velkým zatížením. Dobře snášejí rázy i znečištěné prostředí. Mají klidný chod a vysokou životnost. Dále jsou vybavena drážkou pro zachytávání maziva. [33]



Obr. 30 Bronzové kluzné ložisko SKF s límcem [33]

Pro konzoli drapáku jsou zvolena kluzná ložiska s límcem **SKF PBMF 354535 M1G1**, 4 ks.

Pro táhlo drapáku jsou zvolena kluzná ložiska přímá **SKF PBM 354535 M1G1**, 2 ks.

7.6 MAZNICE H1

Standartní mazací hlavice H1 přímá, s kulovou hlavou (Obr. 31) slouží k doplnění a udržení maziva kluzných pouzder. Mazivo se doplňuje pomocí ručních či pneumatických mazacích lisů.



Obr. 31 Maznice H1 [34]

Pro čepy ramen a čepy táhla zvoleny maznice **H1 M8x1 DIN 71412**, 6ks.

7.7 GUMOVÁ SBR DESKA

Gumová deska SBR vhodná pro výrobu těsnění a dorazů odolává mechanickému zatížení, ale není vhodná pro styk s chemickými látkami. [35]

Pro stykové plochy kleštiny volíme desku **SBR 7993 65Sh** o tloušťce **10 mm**.

8 FUNKČNÍ ROZMĚROVÉ A SILOVÉ VÝPOČTY

8.1 STANOVENÍ NOSNOSTI ZAŘÍZENÍ

Nosnost zařízení je stanovena z kombinace nejtěžších možných prvků, která v reálném provozu může nastat. Uvažujeme sud o největší tloušťce plechu, s nejvyšším objemem 220 litrů, naplněný melasou, nejhustějším materiálem, který ještě teče.

HMOTNOST MELASY

$$m_{mel} = V_{sud} \cdot \rho_{mel} [kg] \quad (8.1)$$

$$m_{mel} = 0,22 \cdot 1480$$

$$m_{mel} = 325,6 \text{ kg}$$

kde:

$$V_{sud} = 0,22 \text{ m}^3 \quad \text{objem sudu,}$$

$$\rho_{mel} = 1480 \text{ kg/m}^3 \quad \text{hustota melasy [36].}$$

JMENOVITÁ NOSNOST ZAŘÍZENÍ

$$m_j = m_{mel} + m_{sud} [kg] \quad (8.2)$$

$$m_j = 325,6 + 21$$

$$m_j = 346,6 \text{ kg}$$

Jmenovitá nosnost zařízení m_j stanovena na 360 kg.

kde:

$$m_{mel} = 325,6 \text{ kg} \quad \text{hmotnost melasy, z rovnice (8.1),}$$

$$m_{sud} = 21 \text{ kg} \quad \text{hmotnost sudu [11].}$$

MAXIMÁLNÍ NOSNOST ZAŘÍZENÍ

$$m_{max} = m_j \cdot k [kg] \quad (8.3)$$

$$m_{max} = 360 \cdot 1,5$$

$$m_{max} = 540 \text{ kg}$$

kde:

$$m_j = 360 \text{ kg} \quad \text{jmenovitá nosnost zařízení, zvolena z rovnice (8.2),}$$

$$k = 1,5 \quad \text{koeficient bezpečnosti, odvozen z [15] bod 1.5.}$$

8.2 SILOVÁ ROVNOVÁHA KLEŠTINY

Pomocí silové rovnováhy (Obr. 32) zjistíme sílu působící na sud a na čep ramena. Poloha síly F_{TL1} je dána středem kontaktní plochy.



Obr. 32 Rovnováha sil kleštiny

8.2.1 VÝPOČET MINIMÁLNÍCH SIL Z ROVNICE ROVNOVÁHY

Účelem jejich výpočtu je kontrola manipulátoru, zda zvládá plnit svoji funkci při nejnižším pracovním tlaku.

$$\sum M_A = 0; \frac{F_{P \min}}{2} \cdot r_1 - F_{TL1 \min} \cdot r_2 = 0 \quad (8.4)$$

MINIMÁLNÍ TLAČNÁ SÍLA

$$F_{TL1 \min} = \frac{F_{P \min} \cdot r_1}{2 \cdot r_2} [N] \quad (8.5)$$

$$F_{TL1 \min} = \frac{42411 \cdot 66,5}{2 \cdot 428,5}$$

$$F_{TL1 \min} = 3290,9 \text{ N}$$

kde:

$F_{P \min} = 42411 \text{ N}$ minimální síla hydromotoru, z rovnice (7.4),

$r_1 = 66,5 \text{ mm}$ kolmá vzdálenost mezi čepem ramena a silou hydromotoru,

$r_2 = 428,5 \text{ mm}$ kolmá vzdálenost mezi čepem ramena a tlačnou silou.

8.2.2 VÝPOČET MAXIMÁLNÍCH SIL Z ROVNIC ROVNOVÁHY

Slouží k zjištění maximálních silových působení na dané komponenty.

$$\sum M_A = 0; \frac{F_{P \max}}{2} \cdot r_1 - F_{TL1 \max} \cdot r_2 = 0 \quad (8.6)$$

$$\sum F_x = 0; F_{\check{c}1X \max} - \frac{F_{P \max}}{2} - F_{TL1 \max} \cdot \cos \beta = 0 \quad (8.7)$$

$$\sum F_y = 0; F_{\check{c}1Y \max} - F_{TL1 \max} \cdot \sin \beta = 0 \quad (8.8)$$

MAXIMÁLNÍ TLAČNÁ SÍLA

$$F_{TL1 \max} = \frac{F_{P \max} \cdot r_1}{2 \cdot r_2} [N] \quad (8.9)$$

$$F_{TL1 \max} = \frac{56548 \cdot 66,5}{2 \cdot 428,5}$$

$$F_{TL1 \max} = 4387,9 \text{ N}$$

kde:

$$F_{P \max} = 56548 \text{ N} \quad \text{maximální síla hydromotoru, z rovnice (7.4),}$$

$$r_1 = 66,5 \text{ mm} \quad \text{kolmá vzdálenost mezi čepem ramena a silou hydromotoru,}$$

$$r_2 = 428,5 \text{ mm} \quad \text{kolmá vzdálenost mezi čepem ramena a tlačnou silou.}$$

MAXIMÁLNÍ ČEPOVÁ SÍLA V OSE X

$$F_{\check{c}1X \max} = \frac{F_{P \max}}{2} + F_{TL1 \max} \cdot \cos \beta [N] \quad (8.10)$$

$$F_{\check{c}1X \max} = \frac{56548}{2} + 4387,9 \cdot \cos 13,8^\circ$$

$$F_{\check{c}1X \max} = 32535,2 \text{ N}$$

kde:

$$F_{P \max} = 56548 \text{ N} \quad \text{maximální síla hydromotoru, z rovnice (7.4),}$$

$$F_{TL1 \max} = 4387,9 \text{ N} \quad \text{maximální tlačná síla, z rovnice (8.9),}$$

$$\beta = 13,8^\circ \quad \text{odklon tlačné síly od vodorovné osy.}$$

MAXIMÁLNÍ ČEPOVÁ SÍLA V OSE Y

$$F_{\check{c}1Y \max} = F_{TL1 \max} \cdot \sin \beta [N] \quad (8.11)$$

$$F_{\check{c}1Y \max} = 4387,9 \cdot \sin 13,8^\circ$$

$$F_{\check{c}1Y \max} = 1046,7 \text{ N}$$

kde:

$$F_{TL1 \max} = 4387,9 \text{ N} \quad \text{maximální tlačná síla, z rovnice (8.9),}$$

$$\beta = 13,8^\circ \quad \text{odklon tlačné síly od vodorovné osy.}$$

VÝSLEDNÁ MAXIMÁLNÍ ČEPOVÁ SÍLA

$$F_{\check{c}1 \max} = \sqrt{F_{\check{c}1X \max}^2 + F_{\check{c}1Y \max}^2} \text{ [N]} \quad (8.12)$$

$$F_{\check{c}1 \max} = \sqrt{32535,2^2 + 1046,7^2} \text{ [N]}$$

$$F_{\check{c}1 \max} = 32552 \text{ N}$$

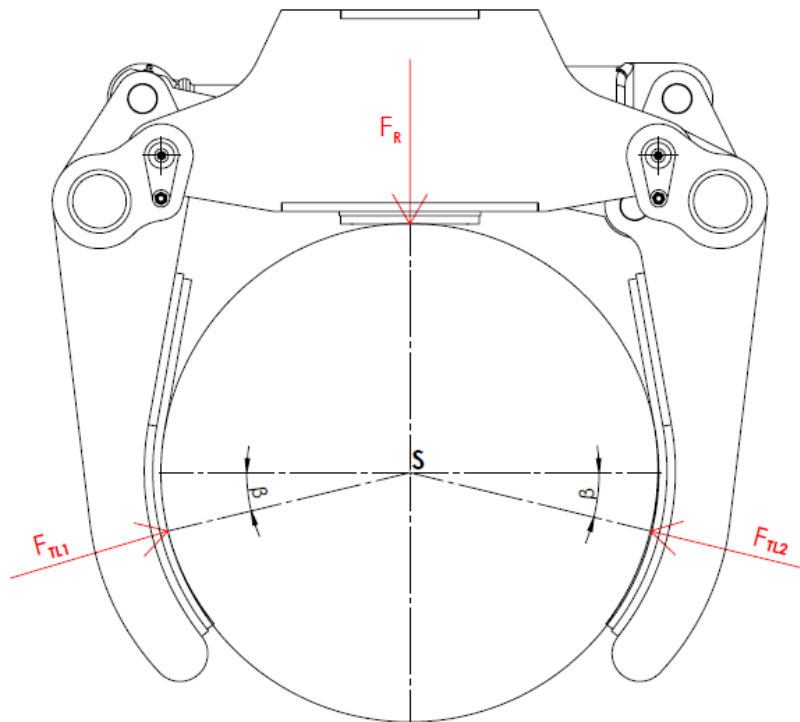
kde:

$$F_{\check{c}1X \max} = 32535,2 \text{ N} \quad \text{maximální čepová síla v ose x, z rovnice (8.10),}$$

$$F_{\check{c}1Y \max} = 1046,7 \text{ N} \quad \text{maximální čepová síla v ose y, z rovnice (8.11).}$$

8.3 SILOVÁ ROVNOVÁHA SUDU

Silová rovnováha sudu (Obr.33) je využita ke stanovení výsledné virtuální síly $F_{N \min}$ dané skalárním součtem sil $F_{TL1 \min}$, $F_{TL2 \min}$ a $F_{R \min}$. Vypočtená síla F_N slouží k určení třecí síly. Ve výpočtu jsou použity minimální síly pro stanovení nejhoršího případu. Vypočtená třecí síla musí být vyšší než maximální tíhová síla.



Obr. 33 Silové schéma sudu

8.3.1 VÝPOČET MINIMÁLNÍCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA SUD Z ROVNIC ROVNOVÁHY

$$\sum F_x = 0; F_{TL1 \min} \cdot (\cos \beta) - F_{TL2 \min} \cdot (\cos \beta) = 0 \quad (8.13)$$

$$\sum F_y = 0; F_{TL1 \min} \cdot (\sin \beta) + F_{TL2 \min} \cdot (\sin \beta) - F_{R \min} = 0 \quad (8.14)$$

TLAČNÁ SÍLA

$$F_{TL1} = F_{TL2} \text{ [N]} \quad (8.15)$$

MINIMÁLNÍ REAKČNÍ SÍLA RÁMU

$$F_{R \min} = F_{TL1 \min} \cdot (\sin \beta) + F_{TL2 \min} \cdot (\sin \beta) \text{ [N]} \quad (8.16)$$

$$F_{R \min} = 3290,9 \cdot (\sin 13,8^\circ) + 3290,9 \cdot (\sin 13,8^\circ)$$

$$F_{R \min} = 1570 \text{ N}$$

kde:

$$F_{TL1 \min} = 3290,9 \text{ N} \quad \text{minimální tlačná síla levého ramene, z rovnice (8.5),}$$

$$F_{TL2 \min} = 3290,9 \text{ N} \quad \text{minimální tlačná síla pravého ramene, z rovnice (8.15).}$$

MINIMÁLNÍ VIRTUÁLNÍ NORMÁLOVÁ SÍLA

$$F_{N \min} = F_{TL1 \min} + F_{TL2 \min} + F_{R \min} \text{ [N]} \quad (8.17)$$

$$F_{N \min} = 3290,9 + 3290,9 + 1570$$

$$F_{N \min} = 8151,8 \text{ N}$$

kde:

$$F_{TL1 \min} = 3290,9 \text{ N} \quad \text{minimální tlačná síla levého ramene, z rovnice (8.5),}$$

$$F_{TL2 \min} = 3290,9 \text{ N} \quad \text{minimální tlačná síla pravého ramene, z rovnice (8.15),}$$

$$F_{R \min} = 1570 \text{ N} \quad \text{minimální reakční síla rámu, z rovnice (8.16).}$$

MINIMÁLNÍ TŘECÍ SÍLA

$$F_{t \min} = F_{N \min} \cdot \mu_0 \text{ [N]} \quad (8.18)$$

$$F_{t \min} = 8151,8 \cdot 1$$

$$F_{t \min} = 8151,8 \text{ N}$$

kde:

$$F_{N \min} = 8151,8 \text{ N} \quad \text{minimální virtuální normálová síla, z rovnice (8.17),}$$

$$\mu_0 = 1 \quad \text{statický součinitel tření mezi gumou a kovy [37].}$$

MAXIMÁLNÍ TÍHOVÁ SÍLA

$$Q_n = m_{max} \cdot g [N] \quad (8.19)$$

$$Q_n = 540 \cdot 9,81$$

$$Q_n = 5297,4 N$$

kde:

$$m_{max} = 540 \text{ kg} \quad \text{maximální nosnost zařízení, z rovnice (8.3),}$$

$$g = 9,81 \text{ ms}^{-2} \quad \text{tíhové zrychlení.}$$

KONTROLA VELIKOSTI TŘENÍ

$$F_{t \min} > Q_n \quad (8.20)$$

$$8151,8 > 5297,4 \quad \text{Vyhovuje.}$$

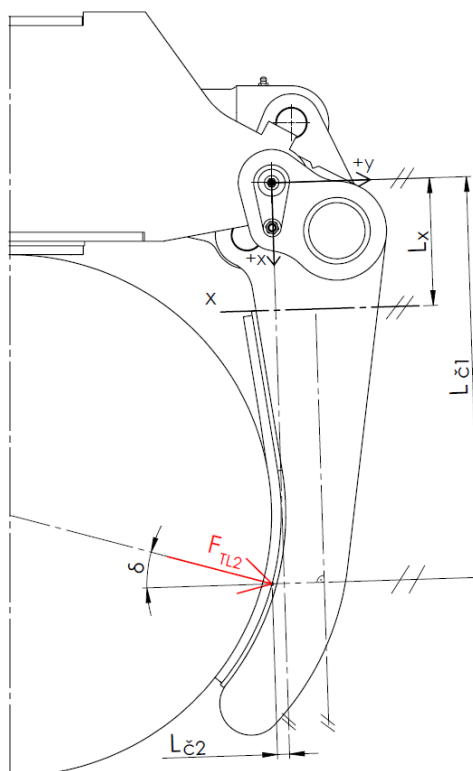
Velikost třecí síly $F_{t \min}$ převyšuje maximální tíhovou sílu, je tedy splněn předpoklad pro bezpečný úchop břemene. Velikost třecí síly je závislá na velikosti součinitele tření. Ten je závislý na vnějších faktorech jako například znečištění kontaktních ploch, které při reálném provozu může nastat, což snižuje hodnotu koeficientu tření. Proto z hlediska předvídání možného poklesu součinitele tření ponecháváme zvolený hydromotor.

9 PEVNOSTNÍ KONTROLA

9.1 KONTROLA KLEŠTINY NA OHYB

Na kleštinu působí momenty, které ji namáhají na ohyb. Těmito momenty jsou momenty od tlačné síly sudu (Obr. 34) a moment od třecí síly sudu (Obr. 35). Pro stanovení celkového ohybového namáhání kleštiny je nutno stanovit jeden konkrétní průřez, ke kterému spočítáme obě ohybová napětí. Řez x je zvolen jako kolmice na osu symetrie kleštiny v místě ukončení pomocného plechu kleštiny.

9.1.1 OHYBOVÝ MOMENT VYVOZENÝ TLAČNOU SILOU



Obr. 34 Působící tlačná síla a pozice kontrolovaného průřezu

Ohybový moment v místě řezu

$$M_{oxz} = F_{TL2 \max} \cdot \cos \delta \cdot (L_{\check{c}1} - L_x) + F_{TL2 \max} \cdot \sin \delta \cdot L_{\check{c}2} \quad [Nmm] \quad (9.1)$$

$$M_{oxz} = 4387,9 \cdot \cos 16,1^\circ \cdot (446 - 142) + 4387,9 \cdot \sin 16,1^\circ \cdot 11$$

$$M_{oxz} = 1294,9 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

kde:

$$F_{TL2 \max} = 4387,9 \text{ N} \quad \text{maximální tlačná síla pravého ramene, z rovnice (8.15),}$$

$$\delta = 16,1^\circ \quad \text{odklon nositelky síly na kolmici osy průřezu,}$$

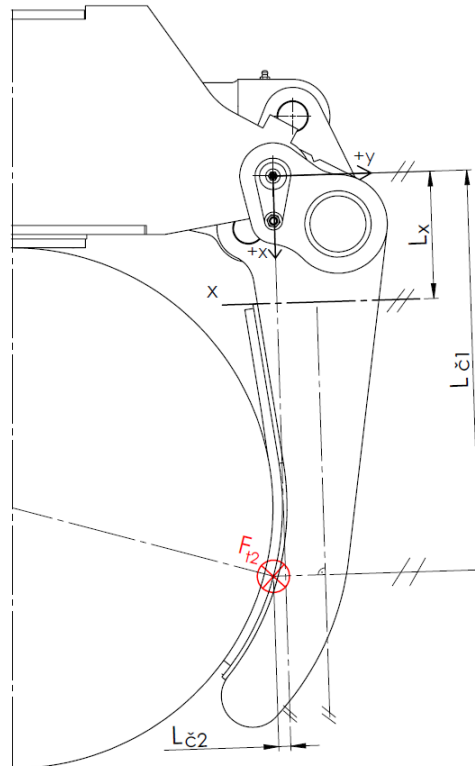
$$L_x = 142 \text{ mm} \quad \text{vzdálenost osy řezu od osy čepu,}$$

$$L_{\check{c}1} = 446 \text{ mm} \quad \text{vzdálenost působíště síly od osy čepu v ose x,}$$

$$L_{\check{c}2} = 11 \text{ mm} \quad \text{vzdálenost působíště síly od osy čepu v ose y.}$$

9.1.2 OHYBOVÝ MOMENT VYVOZENÝ TŘECÍ SILOU

Silové působení na kleštinu zahrnuje také třecí sílu působící na kleštinu. Ta však působí na kleštinu tak, že v průřezu vzniká ohybové a smykové napětí. Po dohodě s vedoucím práce je smykové napětí je v rámci zjednodušení úlohy zanedbáno.



Obr. 35 Působící třecí síla na kleštinu

Třecí síla působící na rameno kleštiny

$$F_{t2} = F_{TL2 \max} \cdot \mu_0 \text{ [N]} \quad (9.2)$$

$$F_{t2} = 4387,9 \cdot 1$$

$$F_{t2} = 4387,9 \text{ N}$$

kde:

$$F_{TL2 \max} = 4387,9 \text{ N} \quad \text{tlačná síla působící na rameno kleštiny,}$$

$$\mu_0 = 1 \quad \text{statický součinitel tření mezi gumou a kovy [37].}$$

Ohybový moment v místě řezu

$$M_{oxy} = F_{t2 \max} \cdot (L_{c1} - L_x) \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (9.3)$$

$$M_{oxy} = 4387,9 \cdot (446 - 142)$$

$$M_{oxy} = 1333,9 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

kde:

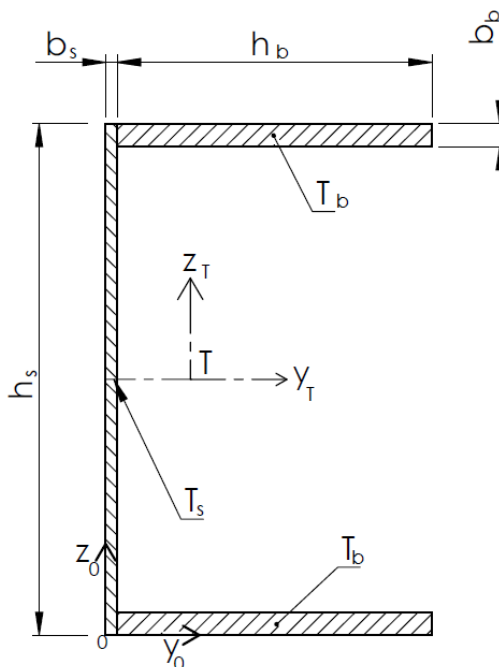
$F_{t2\ max} = 4387,9\ N$ třecí síla působící na rameno kleštiny,

$L_{\check{c}1} = 446\ mm$ vzdálenost působíště síly od osy čepu v ose x,

$L_x = 142\ mm$ vzdálenost osy řezu od osy čepu.

9.1.3 VLASTNOSTI OHÝBANÉHO PROFILU

Pro výpočet ohybového napětí průřezu potřebujeme vypočítat jednotlivé průřezové moduly v ohybu. Ty vypočteme pomocí polohy těžiště průřezu a výsledného kvadratických momentu průřezu, který zjistíme přepočtem pomocí Steinerových vět. Průřez kleštinou x je znázorněn v obrázku 36.



Obr. 36 Schématický průřez kleštinou v místě řezu x

Těžiště průřezu v ose y

$$y_T = \frac{S_s \cdot \frac{b_s}{2} + 2 \cdot \left(S_b \cdot \left(\frac{h_b}{2} + b_s \right) \right)}{S_s + 2 \cdot S_b} \quad [mm] \quad (9.4)$$

$$y_T = \frac{1122 \cdot \frac{5,1}{2} + 2 \cdot \left(1350 \cdot \left(\frac{135}{2} + 5,1 \right) \right)}{1122 + 2 \cdot 1350}$$

$$y_T = 52\ mm$$

Těžiště průřezu v ose z

$$z_T = \frac{h_s}{2} [mm] \quad (9.5)$$

$$z_T = \frac{220}{2}$$

$$z_T = 110 \text{ mm}$$

Kvadratický moment průřezu k těžišti v ose z

$$J_{zT} = \frac{b_s^3 \cdot h_s}{12} + S_s \cdot \left(y_T - \frac{b_s}{2}\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{b_b \cdot h_b^3}{12} + S_b \cdot \left(\frac{h_b}{2} + b_s - y_T\right)^2\right) [mm^4] \quad (9.6)$$

$$J_{zT} = \frac{5,1^3 \cdot 220}{12} + 1122 \cdot \left(52 - \frac{5,1}{2}\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{10 \cdot 135^3}{12} + 1350 \cdot \left(\frac{135}{2} + 5,1 - 52\right)^2\right)$$

$$J_{zT} = 7,992 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

Kvadratický moment průřezu k těžišti v ose y

$$J_{yT} = \frac{b_s \cdot h_s^3}{12} + 2 \cdot \left(\frac{b_b^3 \cdot h_b}{12} + S_b \cdot \left(\frac{h_s - b_b}{2}\right)^2\right) [mm^4] \quad (9.7)$$

$$J_{yT} = \frac{5,1 \cdot 220^3}{12} + 2 \cdot \left(\frac{10^3 \cdot 135}{12} + 1350 \cdot \left(\frac{220 - 10}{2}\right)^2\right)$$

$$J_{yT} = 34,315 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

kde pro rovnice (9.4); (9.5); (9.6); (9.7):

$h_s = 220 \text{ mm}$ výška stojiny,

$b_s = 5,1 \text{ mm}$ tloušťka průřezu stojiny,

$h_b = 135 \text{ mm}$ výška průřezu bočnice,

$b_b = 135 \text{ mm}$ tloušťka bočnice,

$y_T = 52 \text{ mm}$ těžiště průřezu v ose y,

$z_T = 110 \text{ mm}$ těžiště průřezu v ose z.

9.1.4 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V PRŮŘEZU OD TLAČNÉ SÍLY

$$\sigma_{oz} = \frac{M_{oxz}}{W_{oz}} = \frac{M_{oxz}}{J_{zT}} \cdot e_z = [MPa] \quad (9.8)$$

$$\sigma_{oz} = \frac{1294,9 \cdot 10^3}{7,992 \cdot 10^6} \cdot 88,1$$

$$\sigma_{oz} = 14,27 \text{ MPa}$$

kde:

$M_{oxz} = 1294,9 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$ ohybový moment v ose z v místě řezu x, z rovnice (9.1),

$J_{zT} = 7,992 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ kvadratický moment průřezu k těžišti v ose z, z rovnice (9.6),

$e_z = 88,1 \text{ mm}$ větší vzdálenost krajního vlákna od vlákna nulového v ose z.

9.1.5 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V PRŮŘEZU OD TŘECÍ SÍLY

$$\sigma_{oy} = \frac{M_{oxy}}{W_{oy}} = \frac{M_{oxy}}{J_{yT}} \cdot e_y [MPa] \quad (9.9)$$

$$\sigma_{oy} = \frac{1333,9 \cdot 10^3}{34,315 \cdot 10^6} \cdot 110$$

$$\sigma_{oy} = 4,28 \text{ MPa}$$

kde:

$M_{oxy} = 1333,9 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$ ohybový moment v ose y v místě řezu x, z rovnice (9.3),

$J_{yT} = 34,315 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ kvadratický moment průřezu k těžišti v ose z, z rovnice (9.6),

$e_y = 100 \text{ mm}$ vzdálenost krajního vlákna od vlákna nulového v ose y.

9.1.6 VÝSLEDNÉ OHYBOVÉ NAPĚTÍ V PRŮŘEZU

$$\sigma_o = \sqrt{\sigma_{oy}^2 + \sigma_{oz}^2} [MPa] \quad (9.10)$$

$$\sigma_o = \sqrt{4,28^2 + 14,27^2} [MPa]$$

$$\sigma_o = 14,9 \text{ MPa}$$

kde:

$\sigma_{oy} = 4,28 \text{ MPa}$ ohybové napětí od třecí síly, z rovnice (9.9),

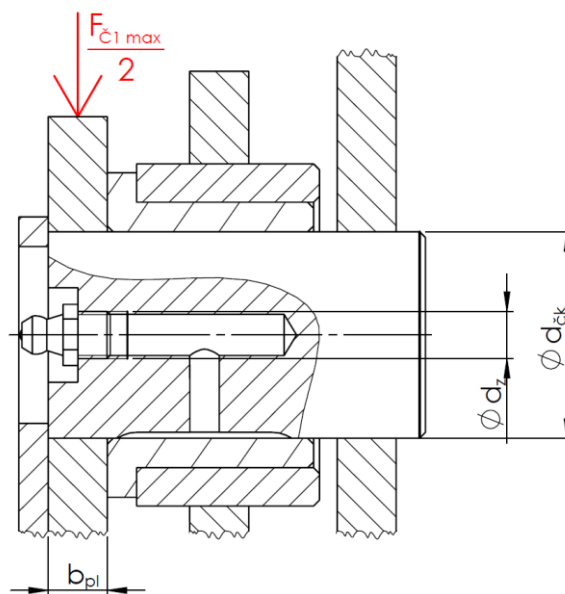
$\sigma_{oz} = 14,27 \text{ MPa}$ ohybové napětí od tlačné síly, z rovnice (9.8).

KONTROLA OHYBOVÉHO NAPĚTÍ

$$\sigma_o < \sigma_D \quad (9.11)$$

14,9 < 50 **Vyhovuje**

$\sigma_D = 50 \text{ MPa}$ dovolené napětí ve střídavém ohybu pro materiál S235JR (ČSN 11 375), stanoveno z [38], str. 57.

9.2 KONTROLA ČEPŮ**9.2.1 ČEP KLEŠTINY**

Obr. 37 Uložení čepu kleštiny

Výpočet čepu na stříh

$$\tau_{\check{c}1} = \frac{2 \cdot F_{\check{c}1 max}}{\pi \cdot (d_{\check{c}k}^2 - d_z^2)} \text{ [MPa]} \quad (9.12)$$

$$\tau_{\check{c}1} = \frac{2 \cdot 32552}{\pi \cdot (35^2 - 8^2)}$$

$$\tau_{\check{c}1} = 17,85 \text{ MPa}$$

kde:

$F_{\check{c}1 max} = 32552 \text{ N}$ výsledná maximální čepová síla, z rovnice (8.12),

$d_{\check{c}k} = 35 \text{ mm}$ průměr čepu kleštiny,

$d_z = 8 \text{ mm}$ velký průměr závitů čepu kleštiny.

Kontrola

$$\tau_{\check{c}1} < \tau_D \quad (9.13)$$

17,85 < 50 **Vyhovuje**

kde:

$$\tau_D = 50 \text{ MPa} \quad \text{dovolené míjivé smykové napětí pro ocel S355JR (ČSN 11 523), stanoveno z [38] str. 378.}$$

Výpočet čepu na otláčení

$$p_{\check{c}1} = \frac{F_{\check{c}1 \max}}{2 \cdot d_{\check{c}k} \cdot b_{pl}} \text{ [MPa]} \quad (9.14)$$

$$p_{\check{c}1} = \frac{32552}{2 \cdot 35 \cdot 10}$$

$$p_{\check{c}1} = 46,5 \text{ MPa}$$

kde:

$$F_{\check{c}1 \max} = 32552 \text{ N} \quad \text{výsledná maximální čepová síla, z rovnice (8.12),}$$

$$d_{\check{c}k} = 35 \text{ mm} \quad \text{průměr čepu kleštiny,}$$

$$b_{pl} = 10 \text{ mm} \quad \text{šířka plechu kleštiny.}$$

Kontrola

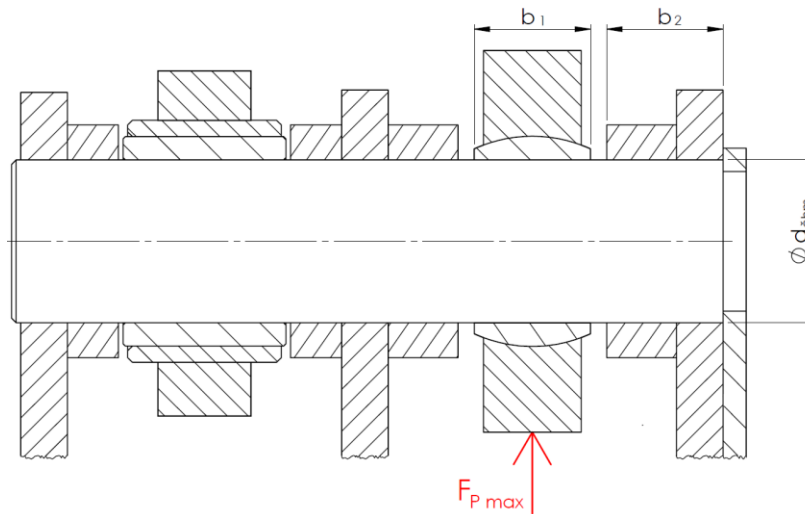
$$p_{\check{c}1} < p_D \quad (9.15)$$

46,5 < 90 **Vyhovuje**

kde:

$$p_D = 90 \text{ MPa} \quad \text{dovolené míjivé tlakové napětí pro ocel S355JR (ČSN 11 523), stanoveno z [38] str. 378.}$$

9.2.2 ČEP PÍSTNICE HYDROMOTORU



Obr. 38 Uložení čepu pístnice hydromotoru a táhla

Výpočet čepu na střiž

$$\tau_{\check{c}2} = \frac{2 \cdot F_{P \max}}{\pi \cdot d_{\check{c}hm}^2} [MPa] \quad (9.16)$$

$$\tau_{\check{c}2} = \frac{2 \cdot 56548}{\pi \cdot 35^2}$$

$$\tau_{\check{c}2} = 29,4 \text{ MPa}$$

kde:

$F_{P \max} = 56548 \text{ N}$ maximální síla hydromotoru, z rovnice (7.3),

$d_{\check{c}hm} = 35 \text{ mm}$ průměr čepu hydromotoru.

Kontrola

$$\tau_{\check{c}2} < \tau_D \quad (9.17)$$

$29,4 < 50$ Vyhovuje

kde:

$\tau_D = 50 \text{ MPa}$ dovolené míjivé smykové napětí pro ocel S355JR (ČSN 11 523), stanoveno z [38] str. 378.

Výpočet čepu na otláčení

$$p_{\check{c}2} = \frac{F_{P \max}}{d_{\check{c}hm} \cdot b_1} \text{ [MPa]} \quad (9.18)$$

$$p_{\check{c}2} = \frac{56548}{35 \cdot 25}$$

$$p_{\check{c}2} = 64,6 \text{ MPa}$$

kde:

$F_{P \max} = 56548 \text{ N}$ maximální síla hydromotoru, z rovnice (7.3),

$d_{\check{c}hm} = 35 \text{ mm}$ průměr čepu hydromotoru,

$b_1 = 25 \text{ mm}$ šířka ložiska oka pístnice [30].

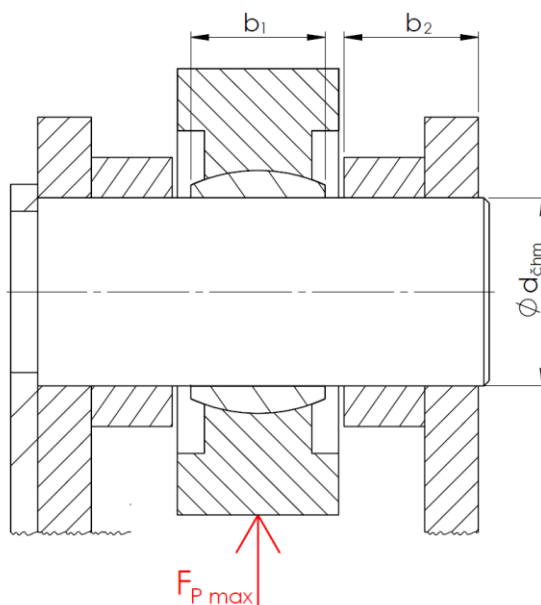
Kontrola

$$p_{\check{c}2} < p_D \quad (9.19)$$

46,5 < 90 **Vyhovuje**

kde:

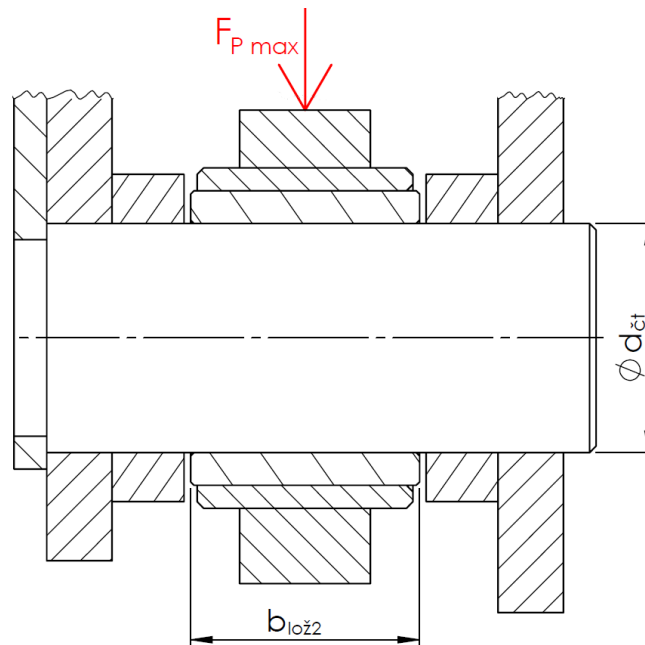
$p_D = 90 \text{ MPa}$ dovolené míjivé tlakové napětí pro ocel S355JR (ČSN 11 523), stanoveno z [38] str. 378.

9.2.3 ČEP PLÁŠTĚ HYDROMOTORU

Obr. 39 Uložení čepu pláště hydromotoru

Uložení a průměr čepu pláště hydromotoru (Obr. 39) jsou identické jako u pístnice hydromotoru. Proto je čep pláště hydromotoru z hlediska stříhu a otláčení **vyhovující**.

9.2.4 ČEP TÁHLA



Obr. 40 Uložení čepu táhla

Výpočet čepu na stříh

$$\tau_{\text{č3}} = \frac{2 \cdot F_{P \text{ max}}}{\pi \cdot d_{\text{čt}}^2} \text{ [MPa]} \quad (9.20)$$

$$\tau_{\text{č1}} = \frac{2 \cdot 56548}{\pi \cdot 35^2}$$

$$\tau_{\text{č1}} = 29,4 \text{ MPa}$$

kde:

$F_{P \text{ max}} = 56548 \text{ N}$ maximální síla hydromotoru, z rovnice (7.3),

$d_{\text{čt}} = 35 \text{ mm}$ průměr čepu táhla.

Kontrola

$$\tau_{\text{č3}} < \tau_D \quad (9.21)$$

29,4 < 50 **Vyhovuje**

kde:

$\tau_D = 50 \text{ MPa}$ dovolené míjivé smykové napětí pro ocel S355JR (ČSN 11 523), stanoveno z [38] str. 378.

Výpočet čepu na otláčení

$$p_{\check{c}3} = \frac{F_{max}}{d_{\check{c}t} \cdot b_{lo\check{z}2}} [MPa] \quad (9.22)$$

$$p_{\check{c}3} = \frac{56548}{35 \cdot 35}$$

$$p_{\check{c}3} = 46,2 \text{ MPa}$$

kde:

$F_{P \max} = 56548 \text{ N}$ maximální síla hydromotoru, z rovnice (7.3),

$d_{\check{c}t} = 35 \text{ mm}$ průměr čepu táhla,

$b_{lo\check{z}2} = 35 \text{ mm}$ šířka ložiska táhla.

Kontrola

$$p_{\check{c}3} < p_D \quad (9.23)$$

46,2 < 90 **Vyhovuje**

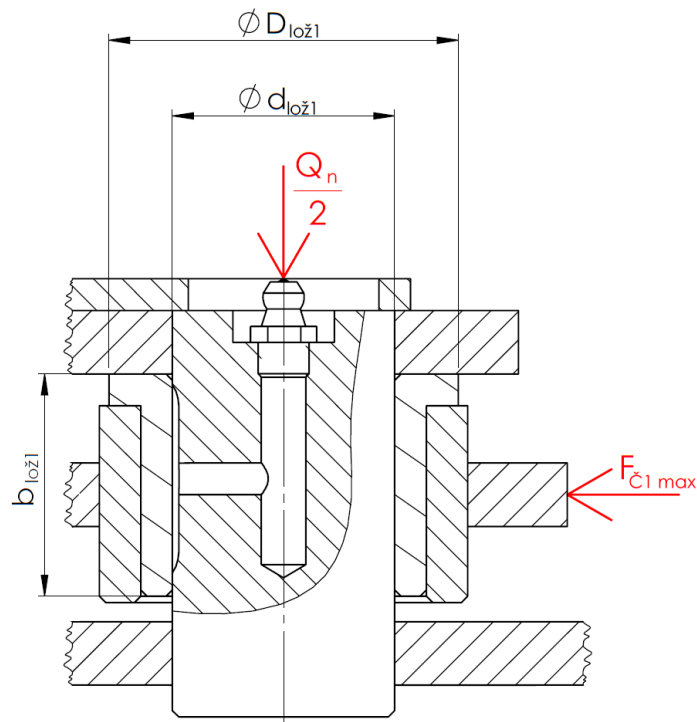
kde:

$p_D = 90 \text{ MPa}$ dovolené míjivé tlakové napětí pro ocel S355JR (ČSN 11523), stanoveno z [38] str. 378.

Druhý čep táhla (Obr. 38) je stejného průměru a identického uložení. Proto je druhý čep táhla z hlediska stříhu a otláčení **vyhovující**.

9.3 KONTROLA LOŽISEK

9.3.1 LOŽISKA KLEŠTINY



Obr. 41 Uložení ložiska kleštiny

Výpočet radiální únosnosti

$$p_{rad1} = \frac{F_{č1 max}}{2 \cdot d_{lož1} \cdot b_{lož1}} \text{ [MPa]} \quad (9.24)$$

$$p_{rad1} = \frac{32552}{2 \cdot 35 \cdot 35}$$

$$p_{rad1} = 13,3 \text{ MPa}$$

kde:

$F_{č1 max} = 35552 \text{ N}$ výsledná maximální čepová síla, z rovnice (8.12),

$d_{lož1} = 35 \text{ mm}$ vnitřní průměr ložiska s límcem,

$b_{lož1} = 35 \text{ mm}$ šířka ložiska s límcem.

Kontrola

$$p_{rad1} < p_{D dyn} \quad (9.25)$$

$13,3 < 25$ Vyhovuje

kde:

$p_{D\ dyn} = 25\ MPa$ dovolená dynamická únosnost ložiska [33].

Výpočet axiální únosnosti

$$p_{ax1} = \frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot (D_{lož1}^2 - d_{lož1}^2)} \quad [MPa] \quad (9.26)$$

$$p_{ax1} = \frac{4 \cdot 5297,4}{\pi \cdot (55^2 - 35^2)}$$

$$p_{ax1} = 1,9\ MPa$$

kde:

$Q_n = 5297,4\ N$ maximální tíhová síla, z rovnice (8.19),

$D_{lož1} = 55\ mm$ vnější průměr ložiska s límcem,

$d_{lož1} = 35\ mm$ vnitřní průměr ložiska s límcem.

Kontrola

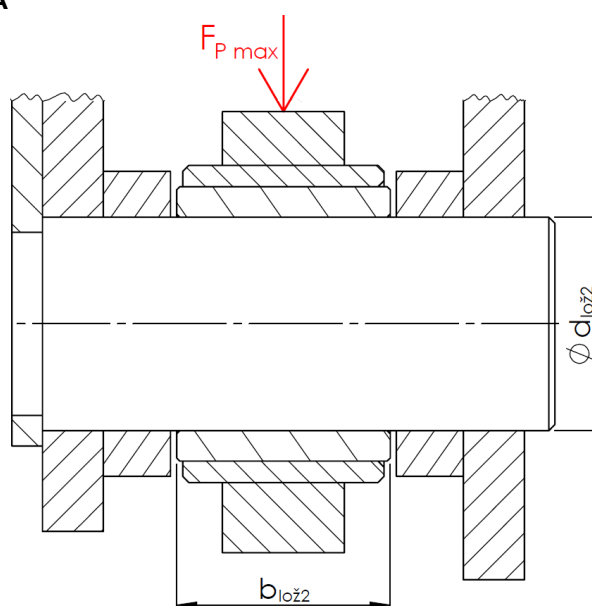
$$p_{ax1} < p_{D\ dyn} \quad (9.27)$$

1,9 < 25 **Vyhovuje**

kde:

$p_{D\ dyn} = 25\ MPa$ dovolená dynamická únosnost ložiska [33].

9.3.2 LOŽISKA TÁHLA



Obr. 42 Uložení ložiska táhla

Výpočet radiální únosnosti

$$p_{rad2} = \frac{F_{P\ max}}{2 \cdot d_{lož2} \cdot b_{lož2}} \ [MPa] \quad (9.28)$$

$$p_{rad2} = \frac{56548}{2 \cdot 35 \cdot 35}$$

$$p_{rad2} = 23,1 \ MPa$$

kde:

$F_{P\ max} = 56548 \ N$ maximální síla hydromotoru, z rovnice (7.3),

$d_{lož2} = 35 \ mm$ vnitřní průměr ložiska táhla,

$b_{lož2} = 35 \ mm$ šířka ložiska táhla.

Kontrola

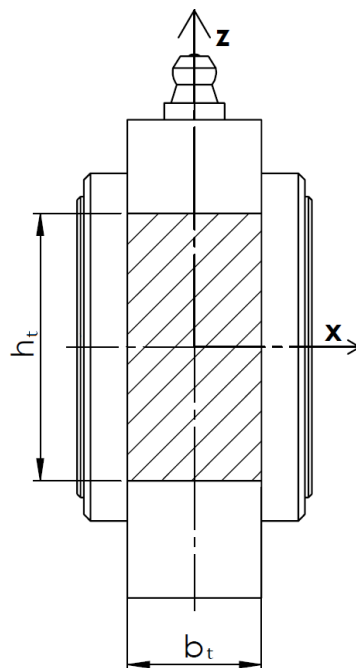
$$p_{rad2} < p_{D\ dyn} \quad (9.29)$$

$$23,1 < 25 \ \text{Vyhovuje}$$

kde:

$p_{D\ dyn} = 25 \ MPa$ dovolená dynamická únosnost ložiska [33].

9.4 KONTROLA VZPĚRNÉ STABILITY TÁHLA



Obr. 43 Řez táhlem

Kvadratický moment průřezu k ose z táhla

Minimální kvadratický moment průřezu potřebný pro následující výpočty je moment k ose z.

$$J_z = \frac{h_t \cdot b_t^3}{12} [mm^4] \quad (9.30)$$

$$J_z = \frac{32 \cdot 18^3}{12}$$

$$J_z = 15552 mm^4$$

Plocha průřezu táhla

$$S_t = h_t \cdot b_t [mm^2] \quad (9.31)$$

$$S_t = 32 \cdot 18$$

$$S_t = 576 mm^2$$

kde pro rovnice (9.30); (9.31):

$$h_t = 32 mm \quad \text{výška táhla,}$$

$$b_t = 18 mm \quad \text{šířka táhla.}$$

Štíhlost táhla

$$\lambda = \frac{l_t}{\sqrt{\frac{J_z}{S_t}}} [-] \quad (9.32)$$

$$\lambda = \frac{588}{\sqrt{\frac{15552}{576}}}$$

$$\lambda = 113,2$$

kde:

$$l_t = 588 mm \quad \text{rozteč ok táhla,}$$

$$J_z = 15552 mm^4 \quad \text{kvadratický moment průřezu k ose z táhla, z rovnice (9.30),}$$

$$S_t = 576 mm^2 \quad \text{plocha průřezu táhla, z rovnice (9.31).}$$

Kontrola

$$\lambda_m < \lambda \quad (9.33)$$

100 < 113,2 Řešení je v oblasti pružného vzpěru dle Eulera.

kde:

$\lambda_m = 100$ mezní hodnota štíhlosti táhla, stanoveno z [39] str. 50.

Kritická síla táhla

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_z}{l_t^2} [N] \quad (9.34)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 15552}{588^2}$$

$$F_{kr} = 93228,9 \text{ N}$$

kde:

$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ modul pružnosti oceli v tahu, stanoveno z [39] str. 35,

$J_z = 15552 \text{ mm}^4$ kvadratický moment průřezu k ose z táhla, z rovnice (9.30),

$l_t = 588 \text{ mm}$ rozteč ok táhla.

Vzpěrná bezpečnost táhla

$$k_{vzp} = \frac{F_{kr}}{F_{P \max}} [-] \quad (9.35)$$

$$k_{vzp} = \frac{93228,9}{56548}$$

$$k_{vzp} = 1,65$$

kde:

$F_{kr} = 93228,9 \text{ N}$ kritická síla táhla, z rovnice (9.34),

$F_{P \max} = 56548 \text{ N}$ maximální síla hydromotoru, z rovnice (7.3).

9.5 KONTROLA RADIÁLNÍHO ZATÍŽENÍ ROTÁTORU

Radiální síla působící na rotátor

$$F_{rot} = (m_{kl} + m_{max}) \cdot g \quad (9.36)$$

$$F_{rot} = (88 + 540) \cdot 9,81$$

$$F_{rot} = 6160,7 \text{ N}$$

kde:

$m_{kl} = 88 \text{ kg}$ hmotnost kleštiny stanovena programem Solidworks,

$m_{max} = 540 \text{ kg}$ maximální nosnost zařízení, z rovnice (8.3),

$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$ tíhové zrychlení.

Kontrola

$$F_r < F_{rot \ max} \quad (9.37)$$

$6160,7 < 36000$ **Vyhovuje.**

kde:

$F_{r \ max} = 36000 \text{ N}$ maximální dovolená radiální síla rotátoru, z tabulky 2.

ZÁVĚR

Cílem práce byl konstrukční návrh manipulačního zařízení pro manipulaci se sudy, které slouží jako přídatné zařízení pro zdvižné vozíky. Po provedené rešerši byl proveden konstrukční návrh zařízení, jenž by vyhovoval zadaným parametrům. Při jeho vývoji byly objeveny jeho zásadní nevýhody, které vedly k dalším konstrukčním řešením. Jako zhotovená koncepce byla vybrána verze s rotátorem, u níž byla jediná nevýhoda, a to vyšší pořizovací cena rotátoru. Tu však neguje funkčnost a jednoduchost konceptu.

Drapakové kleštiny, které slouží k uchopení sudů, konstrukčně vycházejí z běžných lesnických drapakových kleštin. Kinematika je navržena tak, aby se kleštiny zavíraly současně. Úchopové plochy jsou opatřeny gumovým pásem, jenž zajistí ochranu sudů proti poškození a zároveň zvyšuje maximální tíhu břemene, kterou je drapak schopný udržet.

Zařízení využívá hydraulické prvky, které při dodržení technických pokynů zajišťují bezpečný provoz dle platných norem. Pro dodržení předepsaných průtoků oleje v přímočarém hydromotoru a rotátoru jsou oba hydraulické okruhy vybaveny škrtkovými ventily s možností jejich regulace. Pro zabezpečení zařízení proti pádu břemene jsou zvoleny hydraulické zámky v obou okruzích.

Zvolené konstrukční prvky jsou podloženy kontrolními výpočty, díky kterým lze považovat manipulátor za vyhovující. Manipulátor byl vyvíjen v programu Solidworks, v němž byla také vyhotovena výkresová dokumentace.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN 26 8926. *Přídavná zařízení pro zdvižné motorové vozíky: Třídění a názvy*. Praha, 1986.
- [2] Sideways drum pouring attachment. *Forklift Attachments* [online]. [cit. 2020-06-13].
Dostupné z: <https://www.forklift-attachments.co.uk/sideways-drum-pourer-sdr1.html>
- [3] Vyklápěcí zařízení na sudy model 2234. *EMKOL Litomyšl* [online]. [cit. 2020-06-13].
Dostupné z: <http://www.emkol.cz/eshop/product/vyklapeci-zarizeni-na-sudy-model-2234/>
- [4] Čelisti na role. *Čemat* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z:
<https://www.cemat.cz/cz/produkty/pridavna-zarizeni/celisti-na-role.html>
- [5] Paper roll clamps: Models TA-RH. *Bolzoni-Auramo* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z:
<https://en.bolzonigroup.com/prodotto.php?p=30>
- [6] Paper roll clamps: Models TAR-RH. *Bolzoni-Auramo* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z:
<https://en.bolzonigroup.com/prodotto.php?p=32>
- [7] Fasskipper fur Stapler 2234. *FE Eichinger* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z:
<https://eichinger-industrie.de/produkte/fasshandling/fasskipper-2234/>
- [8] UN Marking Guide. *Qorpak Packaging* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z:
<http://www.qorpak.com/pages/ContainersandClosuresUNRatings>
- [9] Kovové sudy. *MEVATEC* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z:
http://www.mevatec.net/katalog_36/cz/strany/061.pdf
- [10] Barrel Shell. *Turbosquid* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z:
<https://www.turbosquid.com/3d-models/3ds-max-barrel-shell/812734>
- [11] Technický list: Kovový sud 200l. *MEVA-TEC* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z:
https://www.mevatec.cz/fotky2340/fotov/_ps_13560449-Technicky-list.pdf
- [12] Plastové sudy. *MEVATEC* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z:
http://www.mevatec.net/katalog_36/cz/strany/060.pdf
- [13] 200l plastic oil drum. *Alibaba* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z:
https://www.alibaba.com/product-detail/55-gallon-200l-plastic-oil-drum_60810125201.html
- [14] 200l blue plastic oil drum. *Alibaba* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z:
https://www.alibaba.com/product-detail/200kg-55-gallon-200l-blue-plastic_60842440836.html
- [15] ČSN 26 8927. *Přídavná zařízení pro zdvižné motorové vozíky: Všeobecné technické požadavky*. Praha, 1987.
- [16] SUCHÝ, Martin. *Drapákové kleštiny nakládací ruky*. Brno, 2010. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.
- [17] Rozměry nosné desky. *SAS parts* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z:
<https://www.sasparts.cz/magazin-bocni-posuvy-sasparts-detail-399723>

- [18] Jungheinrich EFG 316-320. *Jungheinrich* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostup. z: <https://www.jungheinrich.cz/resource/blob/780930/dc0ac251ca051c85c573e8577945ab5a/efg-3-specsheet-cs-2019-12-pdf-data.pdf>
- [19] Linde E16-E20 EVO. *Linde* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: https://www.linde-mh.cz/media/Datasheets/EN_ds_e16p_20p_386_02evo_en_b_0314.pdf
- [20] Datový list RX20 1,4-2,0 t. *Still* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://www.still.cz/voziky/nove-voziky/elektricke-vysokozdvizne-voziky/rx-20-14-20-t.html#content-navigation-target-5>
- [21] Elektrický vysokozdvížený vozík Traigo 48. *Toyota Forklifts* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://qpsearch.bt-forklifts.com/PDFSearch/GetPDF.asp?artno=745556-450>
- [22] Jungheinrich DFG 316-320. *Jungheinrich* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostup. z: <https://www.jungheinrich.cz/resource/blob/780950/2496996efebd2e188b2a04e26bd9988d/dfg-3-specsheet-cs-2019-12-pdf-data.pdf>
- [23] Linde H14-H20 EVO. *Linde* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: https://www.linde-mh.cz/media/Datasheets/EN_ds_h14_h20_br391evo_en_h_0619.pdf
- [24] H1.6-2.0 FTS Technical Guide. *Hyster* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <http://viewer.zmags.com/publication/17ffc869#/17ffc869/8>
- [25] Datový list RX 70 1,6 - 2,0 t. *Still* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://www.still.cz/voziky/nove-voziky/dieselove-a-lpg-vysokozdvizne-voziky/rx-70-16-20-t.html#content-navigation-target-3>
- [26] Motorový vysokozdvížený vozík Toner. *Toyota Forklifts* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://qpsearch.bt-forklifts.com/PDFSearch/GetPDF.asp?artno=745562-450>
- [27] Průmyslový rotátor CPR5. *Rotatory* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://www.rotatory.cz/prumyslove-rotatory/cpr5/>
- [28] CPR5. *Balrotors* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://www.balrotors.com/en/product/industrial-rotators/cpr5>
- [29] Industrial rotator CPR5. *Rotatory* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://www.rotatory.cz/wp-content/uploads/2019/09/cpr5.pdf>
- [30] Výrobní katalog přímočarých hydromotorů 2019. *HydrauliCS* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobni_katalog_cz2019.pdf
- [31] Ventil škrťící: VRFB V0584. *Hydroma* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/ventil-skrťici-obousmerny-regulacni-21728.html>
- [32] Hydraulické zámky oboustranné. *Hydrocom* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: https://www.hydrocom.cz/images/Sortiment/Ventily_do_potrubí/Hydraulické_zámky/VBPDE/VBPDE.pdf

- [33] Bushing PBMF 354535 M1G1. *SKF* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/productid-PBMF%20354535%20M1G1>
- [34] Mazací hlavice kulová přímá. *Briol* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/mazaci-hlavice-kulova-h1-prima>
- [35] SBR deska 10mm. *Hasmi* [online]. [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: <https://www.hasmi-eshop.cz/pryzova-deska-sbr-10mm/>
- [36] Objemové hmotnosti produktů a materiálu. *Agronormativy* [online]. [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: http://www.agronormativy.cz/docs/5020001_rslt.html
- [37] Coefficient of friction. *Tribology ABC* [online]. [cit. 2020-06-14]. Dostupné z: <https://www.tribology-abc.com/abc/cof.htm>
- [38] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky 1: pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [39] LIENVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. 6. vyd. Úvaly: Albra - pedagogické nakladatelství, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

b_1	[mm]	Šířka ložiska oka pístnice
b_b	[mm]	Tloušťka bočnice
$b_{lož1}$	[mm]	Šířka ložiska s límcem
$b_{lož2}$	[mm]	Šířka ložiska táhla
b_{pl}	[mm]	Šířka plechu kleštiny
b_s	[mm]	Tloušťka průřezu stojiny
b_t	[mm]	Šířka táhla
D	[mm]	Průměr pístu hydromotoru
$d_{čhm}$	[mm]	Průměr čepu hydromotoru
$d_{čk}$	[mm]	Průměr čepu kleštiny
$d_{čt}$	[mm]	Průměr čepu táhla
$d_{lož1}$	[mm]	Vnitřní průměr ložiska s límcem
$D_{lož1}$	[mm]	Vnější průměr ložiska s límcem
$d_{lož2}$	[mm]	Vnitřní průměr ložiska táhla
d_z	[mm]	Velký průměr závitů čepu kleštiny
E	[MPa]	Modul pružnosti oceli v tahu
e_y	[mm]	Vzdálenost krajního vlákna od vlákna nulového v ose y
e_z	[mm]	Větší vzdálenost krajního vlákna od vlákna nulového v ose z
$F_{č1\ max}$	[N]	Výsledná maximální čepová síla
$F_{č1X\ max}$	[N]	Maximální čepová síla v ose x
$F_{č1Y\ max}$	[N]	Maximální čepová síla v ose y
F_{kr}	[N]	Kritická síla táhla
$F_{N\ min}$	[N]	Minimální virtuální normálová síla
$F_{P\ max}$	[N]	Maximální síla hydromotoru
$F_{P\ min}$	[N]	Minimální síla hydromotoru
F_{rot}	[N]	Radiální síla působící na rotátor
$F_{rot\ max}$	[N]	Maximální dovolená radiální síla rotátoru
$F_{R\ min}$	[N]	Minimální reakční síla rámu
$F_{t\ min}$	[N]	Minimální třecí síla
F_{t2}	[N]	Třecí síla působící na rameno kleštiny
$F_{TL1\ max}$	[N]	Maximální tlačná síla levého ramene

$F_{TL1 \min}$	[N]	Minimální tlačná síla levého ramene
$F_{TL2 \max}$	[N]	Maximální tlačná síla pravého ramene
$F_{TL2 \min}$	[N]	Minimální tlačná síla pravého ramene
g	[ms ⁻²]	Tíhové zrychlení
h_b	[mm]	Výška průřezu bočnice
h_s	[mm]	Výška stojiny
h_t	[mm]	Výška táhla
J_{yT}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k těžišti v ose y
J_z	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k ose z táhla
J_{zT}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k těžišti v ose z
k	[-]	Koeficient bezpečnosti
k_{vzp}	[-]	Vzpěrná bezpečnost táhla
$L_{č1}$	[mm]	Vzdálenost působíště síly od osy čepu v ose x
$L_{č2}$	[mm]	Vzdálenost působíště síly od osy čepu v ose y
l_t	[mm]	Rozteč ok táhla
L_x	[mm]	Vzdálenost osy řezu od osy čepu
m_j	[kg]	Jmenovitá nosnost zařízení
m_{kl}	[kg]	Hmotnost kleštiny
m_{\max}	[kg]	Maximální nosnost zařízení
m_{mel}	[kg]	Hmotnost melasy
$M_{ox y}$	[Nmm]	Ohybový moment vyvozený třecí silou v místě řezu x
$M_{ox z}$	[Nmm]	Ohybový moment vyvozený tlačnou silou v místě řezu x
m_{sud}	[kg]	Hmotnost sudu
p_{ax1}	[MPa]	Axiální tlak působící na ložisko
$p_{č1}$	[MPa]	Tlakové napětí čepu kleštiny
$p_{č2}$	[MPa]	Tlakové napětí čepu hydromotoru
p_D	[MPa]	Dovolené míjivé tlakové napětí pro ocel S355JR (ČSN 11 523)
$p_{D \text{ dyn}}$	[MPa]	Dovolená dynamická únosnost ložiska
p_{\max}	[MPa]	Maximální přípustný tlak v hydraulickém systému
p_{\min}	[MPa]	Minimální přípustný tlak v hydraulickém systému
p_{rad1}	[MPa]	Radiální tlak na ložisko s límcem
p_{rad2}	[MPa]	Radiální tlak působící na ložisko táhla

Q_n	[N]	Maximální tíhová síla
Q_{RED}	[l/min]	Průtok oleje omezený škrťícím ventilem
r_1	[mm]	Kolmá vzdálenost mezi čepem ramena a silou hydromotoru
r_2	[mm]	Kolmá vzdálenost mezi čepem ramena a tlačnou silou
S_b	[mm ²]	Plocha průřezu bočnice
S_p	[mm ²]	Plocha pístu hydromotoru
S_s	[mm ²]	Plocha průřezu stojiny
S_t	[mm ²]	Plocha průřezu táhla
t_{ot}	[s]	Doba otáčky rotátoru
t_z	[s]	Doba uzavření kleštiny
V_{hm}	[l]	Zdvihový objem hydromotoru
v_{max}	[ms ⁻¹]	Maximální rychlost pístu hydromotoru
v_p	[ms ⁻¹]	Rychlost pístu hydromotoru
V_r	[l]	Zdvihový objem rotátoru
V_{sud}	[m ³]	Objem sudu
W_{oy}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu v ose y
W_{oz}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu v ose z
y_T	[mm]	Těžiště průřezu v ose y
z_T	[mm]	Těžiště průřezu v ose z
β	[°]	Odklon tlačné síly od vodorovné osy
δ	[°]	Odklon nositelky síly na kolmici osy průřezu
λ	[-]	Štíhlost táhla
λ_m	[-]	Mezní hodnota štíhlosti táhla
μ_0	[-]	Statický součinitel tření mezi gumou a kovy
ρ_{mel}	[kg/m ³]	Hustota melasy
σ_D	[MPa]	Dovolené napětí ve střídavém ohybu pro ocel S235JR (ČSN 11 375)
σ_o	[MPa]	Výsledné ohybové napětí v průřezu
σ_{oy}	[MPa]	Ohybové napětí v průřezu od třecí síly
σ_{oz}	[MPa]	Ohybové napětí v průřezu od tlačné síly
$\tau_{č1}$	[MPa]	Smykové napětí v čepu kleštiny
$\tau_{č2}$	[MPa]	Smykové napětí v čepu pístnice hydromotoru
$\tau_{č3}$	[MPa]	Smykové napětí v čepu táhla
τ_D	[MPa]	Dovolené míjivé smykové napětí pro ocel S355JR (ČSN 11 523)

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Výkres sestavy	MANIPULÁTOR NA SUDY	1-P01-900
Kusovník	MANIPULÁTOR NA SUDY	4-P01-900 K (2 listy)
Výkres sestavy	RÁM DRAPÁKU	2-P01-901
Výkres svařence	SVAŘENEC RÁMU DRAPÁKU	2-P01-911 (2 listy)
Výkres svařence	RÁM MANIPULÁTORU	2-P01-902