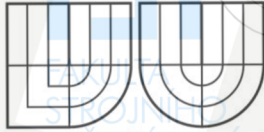


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DRAPÁKOVÉ KLEŠTINY NAKLÁDACÍ RUKY GRAPPLE SAW FOR LOADING CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MARTIN SUCHÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojího inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Martin Suchý

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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:

Drapakové kleštiny nakládací ruky

v anglickém jazyce:

Grapple saw for loading crane

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kleštiny na kulatinu a řezivo pro nakládací hydraulickou ruku. Nakládací ruka je součástí přípojného traktorového vleku s patkami Technické parametry zařízení:

Maximální dosah ruky cca 6,5m

Zdvihový moment cca 40kNm

Nosnost při vyložení 4m cca 760kg

Ostatní parametry dle zvoleného traktorového vleku s nakládací rukou této kategorie

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

výpočet zatížení při zdvihu, určení hlavních rozměrů kleštin, návrh a výpočet hydromotorů zavírání kleštin a rotátoru, kontrolu stability stoje, pevnostní kontrolu součástí kleštin.

Nakreslete:

sestavný výkres drapakových kleštin, detailní výkresy jednotlivých dílů

Seznam odborné literatury:

KOVÁČ M., K LAPITA V.: Manipulácia s materiálom v doprave, 1. vyd., Žilina: EDIS, 2003, 242 s., ISBN: 80-8070-174-1

PAVLISKA, J., DANĚK, J.: Technologie ložných a skladových operací I, 1. vyd., Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2002, 181 s., ISBN: 80-248-0063-2

NEPRAŽ, F. a kol.: Modelování systémů s hydraulickými mechanismy, Brno, 2002

ZÁLEŽÁK, M.: Technológia v prístavoch a prekladiskách. 3 - Drapáky, vyd. Žilina: Žilinská univerzita v Žilině, 2004, ISBN 80-8070-200-4

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 20.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

V této bakalářské práci je navrženo konstrukční řešení drapákové kleštiny nakládací ruky. Obsahem bakalářské práce je výpočet a technické zpracování jednotlivých částí drapákové kleštiny hydraulické nakládací ruky, která je součástí přípojného traktorového vleku s patkami.

Klíčová slova

Drapáková kleština, hydraulická nakládací ruka, vyvážecí vlek, rotátor, přímočarý hydromotor

Abstract

In this work is designed to claw design solutions chuck loading crane. The content of this work is the calculation and technical processing of individual parts claw chuck hydraulic loading crane, which is part of the trailer tractor trailer with serifs.

Keywords

Grapple saw, hydraulic loading crane, transportation trailer, grapple rotator, hydraulic cylinder



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SUCHÝ, M. *Drapákové kleštiny nakládací ruky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 44 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
BRNO

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce pana Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím uvedené literatury.

ÚSTAV
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

V Brně dne 28. 5. 2010

.....
Martin Suchý

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

PODĚKOVÁNÍ

Za účinnou podporu, pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování bakalářské práce tímto děkuji vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. Dále děkuji svým rodičům za vytvoření vhodných studijních podmínek.

STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Obsah

1	Úvod	9
2	Určení hlavních rozměrů kleštiny	10
2.1	Teoretický průřez kleštiny.....	10
2.1.1	Výpočet koeficientů.....	10
2.2	Skutečný průřez kleštiny.....	11
2.2.1	Průměr kleštiny.....	11
2.3	Objem nabíraného dřeva.....	11
2.4	Hmotnost nabíraného dřeva.....	12
2.5	Model drapáku.....	12
2.6	Požadované hodnoty.....	12
3	Volba hlavních částí vyvážecí soupravy	13
3.1	Volba hydraulické ruky.....	13
3.2	Volba vyvážecího vleku.....	14
4	Volba konstrukčních prvků kleštiny	15
4.1	Rotátor GR 30 PF.....	15
4.2	Přímočarý hydromotor série ZH2.....	15
4.2.1	Hmotnostní parametry drapákové kleštiny.....	17
4.2.2	Maximální vysouvací síla přímočarého hydromotoru.....	18
4.2.3	Vysouvací síla ze jmenovitého tlaku přímočarého hydromotoru.....	18
4.2.4	Maximální hmotnost nabíraného dřeva.....	18
4.2.5	Tíhová síla dřeva působící ve středu průřezu kleštiny.....	19
4.2.6	Potřebná síla přímočarého hydromotoru.....	19
4.2.7	Vysouvací síla přímočarého hydromotoru z pracovního tlaku hyd. ruky.....	19
4.2.8	Volba typu ok přímočarého hydromotoru.....	20
4.2.9	Rozteč ok přímočarého hydromotoru.....	21
4.2.10	Objem hydraulické náplně přímočarého hydromotoru.....	21
4.2.11	Potřebný průtok přímočarým hydromotorem.....	21
4.2.12	Rychlost pístnice.....	21
4.2.13	Kontrola rychlosti pístnice.....	22
4.3	Kluzná pouzdra SKF.....	22
4.3.1	Volba typu kluzného pouzdra.....	22
4.3.2	Materiál ložiska.....	22
4.3.3	Volba kluzného pouzdra.....	22
4.4	Maznice.....	23
5	Pevnostní kontrola součástí kleštiny	23
5.1	Rovnováha sil na vnitřní kleštinu.....	23
5.2	Kontrola průřezu kleštiny.....	24
5.2.1	Výpočet průřezu kleštiny v řezu 1.....	24
5.3	Kontrolní výpočet průměru čepu přímočarého hydromotoru.....	25
5.3.1	Čep pístnice.....	25
5.3.2	Čep pláště přímočarého hydromotoru.....	27
5.4	Kontrolní výpočet průměru čepu uložení kleštiny.....	28
5.5	Kontrolní výpočet táhla.....	30
5.5.1	Výpočet čepu táhla.....	30
5.5.2	Výpočet táhla kleštiny.....	31
6	Kontrola stability stroje	33
6.1	Vyvážecí souprava.....	33
6.1.1	Vzdálenost polohy těžiště hyd. ruky od bodu překlopení.....	34
6.1.2	Tíhová síla vyvážecího vleku působící v těžišti.....	34
6.1.3	Tíhová síla hydraulické ruky působící v těžišti.....	34

6.1.4	Přípustné zatížení hydraulické ruky	34
6.1.5	Stabilizační moment	35
6.1.6	Tíhová síla zátěže působící v těžišti	35
6.1.7	Vyložení hydraulické ruky od bodu překlopení	35
6.1.8	Klopný moment	35
6.1.9	Podmínka stability stroje	35
7	Závěr	36
8	Seznam použitých zdrojů	37
9	Seznam použitých zkratk a symbolů	39
10	Seznam obrázků	42
11	Seznam příloh	43

FA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

1 Úvod

Hydraulické nakládací ruky jsou manipulační prostředky především pro ložné operace. Ty zahrnují nakládku, vykládku a překládku různorodých materiálů nebo technologických zařízení z dopravních prostředků. [9]

Hydraulické nakládací ruky lze spatřit například při manipulaci se zemědělskými produkty, v lesnictví, ve stavebnictví, v odpadovém hospodářství, na všech druzích překladištích, v montážních dílnách, u hasičských záchranných sborů a servisních středisek. [9]

Ovládání pracovního adaptéru a tím i manipulace s břemeny je velmi přesné. Vycvičená obsluha může manipulovat s břemeny i ve velmi omezených profilech. K tomu napomáhá kloubové zavěšení drapáku, rotátor, kombinovaný teleskopický výložník a dvouokruhový hydraulický systém. Pohyby pracovní části hydraulické nakládací ruky jsou citlivé a na výstavách lesní mechanizace lze spatřit, že i uchopení drobného předmětu je poměrně snadné. [9]

Hydraulické nakládací ruky jsou na nákladních automobilech buď vepředu za kabinou řidiče, vzadu za zadní nápravou nebo posuvně ve středu vozidla. Také se montují přímo na kolové nebo pásové traktory nebo do jejich třibodového závěsu, na nakladače nebo na jiná speciální nebo jednocelová vozidla ve stavebnictví, zemědělství a lesnictví. V lesnictví se montuje u polopřívěsových a návěsových souprav za kabinu na zpevněném rámu, u valníku za kabinu nebo na konci ložné plochy. U traktorů pracujících v lese, může být hydraulická nakládací ruka součástí návěsu a je umístěna na jeho přední části, přičemž je ovládaná z kabiny traktoru. [9]

Při přepravě jsou hydraulické nakládací ruky složeny příčně na šířku vozidla za kabinou nebo na konci korby, nebo na korbě (plošině) vozidla. V některých případech odvozních prostředků v lesnictví (automobily pro odvoz dlouhého dříví) je výložník uložen nad kabinou vozidla. U některých speciálních lesnických traktorů jsou uloženy na nákladu. U zemědělských traktorů jsou složeny na zádi traktoru nebo připevněny, v polorozloženém stavu nad kabinou, na přední části traktoru. [9]

Pracovním adaptérem bývá nejčastěji dvoučelistový drapák. Drapák sestává z jednoduchých kleštín a svíracího mechanismu se závěsem. Svírání je řešeno hydraulickým válcem umístěným horizontálně, aby konstrukční výška byla co nejmenší. Kleštiny jsou uchyceny buď ve skříni svíracího válce, nebo soustavou táhel a vzpěr. Kinematika svírání

zajišťuje největší rozevření při shrnování nákladu a jejich překrytí pro možnost uchopení i jednotlivého kusu (například kmene). [9]

Otáčení drapáku proti vlastnímu závěsu na rameni hydraulické nakládací ruky umožňuje kloubový závěs, rotátor s nekonečnou otočí na obě strany. Rotátor lze objednávat i samostatně. Drapáky a rotátory lze používat (dokupovat) k hydraulickým nakládacím rukám v závislosti na dodávaném minimálním množství hydraulického oleje. [9]

2 Určení hlavních rozměrů kleštiny

2.1 Teoretický průřez kleštiny

Při výpočtu plochy průřezu kleštiny uvažujeme kruhový průřez, při uzavřeném obvodu.

Zvolené hodnoty: $Q=550\text{kg}$
 $\rho=900\text{kg/m}^3$

$$S_t = \frac{Q}{\rho \cdot l} = \frac{550}{900 \cdot 4} = 0,153\text{m}^2 \quad [\text{m}^2] \quad (2.1)$$

kde:

Q	[kg]	Požadovaná nosnost
S_t	$[\text{m}^2]$	Teoretický průřez kleštiny
l	[m]	Délka nabíraného dřeva
ρ	$[\text{kg/m}^3]$	Měrná hmotnost dřeva

Skutečný průřez plochy je odlišný, protože přepravujeme několik kmenů zároveň. Průřez kleštin není zcela zaplněn a mezi nabíranými kmeny jsou mezery. Teoretický průřez plochy kleštin upravíme pomocí koeficientů.

2.1.1 Výpočet koeficientů

Zvolené hodnoty: $k_1=0,8$
 $k_2=0,95$

$$k_o = k_1 \cdot k_2 = 0,8 \cdot 0,95 = 0,76 \quad [-] \quad (2.2)$$

kde:

k_o	[-]	Souhrnný součinitel, stanoveno z [2]
k_1	[-]	Koeficient zaplnění kleštin, stanoveno z [2]
k_2	[-]	Koeficient plnění kleštin, stanoveno z [2]

2.2 Skutečný průřez kleštiny

$$S_s = \frac{S_t}{k_o} = \frac{0,153}{0,76} = 0,201 \text{ m}^2 \quad [\text{m}^2] \quad (2.3)$$

kde:

S_s [m²] Skutečný průřez kleštiny

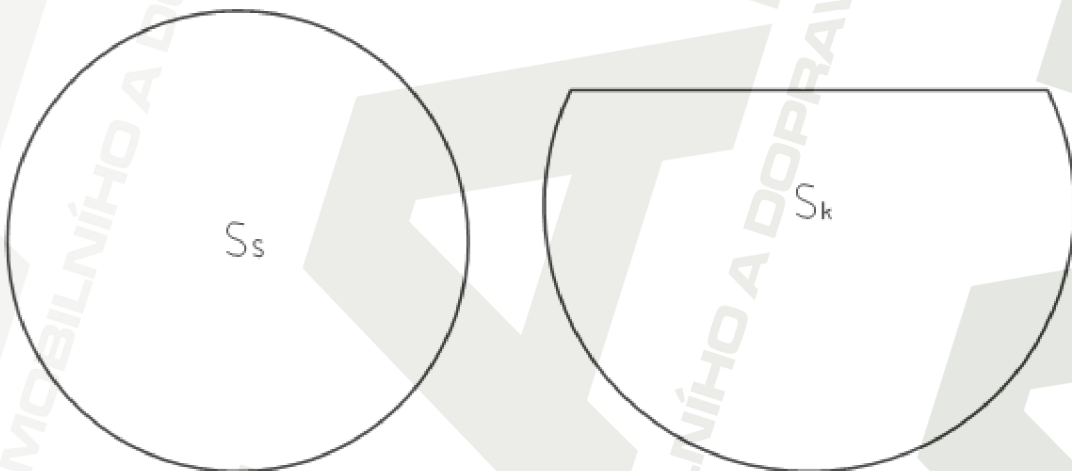
2.2.1 Průměr kleštiny

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot S_s}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,201}{\pi}} = 0,506 \text{ m} \quad [\text{m}] \quad (2.4)$$

kde:

D_s [m] Skutečný průměr kleštiny

Konstrukční plocha průřezu nemá tvar kruhový, protože v horní části kleštin je umístěn přímočarý hydromotor, táhlo kleštin a rotátor. Plocha konstrukční je stejně velká jako skutečná plocha průřezu kleštiny.



Obr. 1 Schéma plochy průřezu kleštiny; skutečný průřez kleštiny (vlevo), konstrukční průřez kleštiny (vpravo)

kde:

S_k [m²] Konstrukční průřez kleštiny

Dáno konstrukcí: $D_k=0,58\text{m}$

kde:

D_k [m] Konstrukční průměr kleštiny

2.3 Objem nabíraného dřeva

$$V_d = S_k \cdot l = 0,201 \cdot 4 = 0,804 \text{ m}^3 \quad [\text{m}^3] \quad (2.5)$$

kde:

V_d [m³] Objem nabíraného dřeva

2.4 Hmotnost nabíraného dřeva

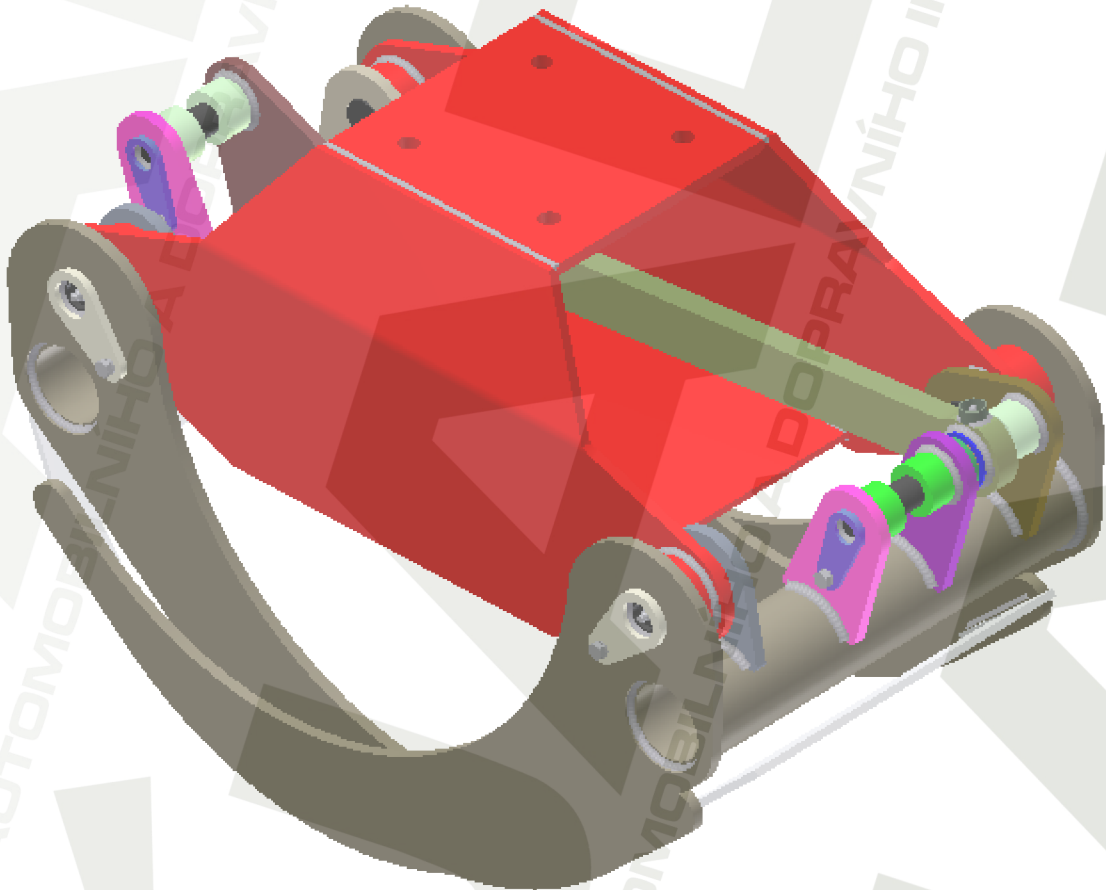
$$m_d = \rho \cdot V_d = 900 \cdot 0,804 = 723,6 \text{ kg} \quad (2.6)$$

kde:

m_d [kg] Hmotnost nabíraného dřeva

2.5 Model drapaků

Pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2008 byla určena hmotnost drapakové kleštiny $m_{dr}=83,6\text{kg}$



Obr. 2 Model drapakové kleštiny

2.6 Požadované hodnoty

- Maximální dosah ruky cca 6,5m
- Zdvihový moment cca 40kNm
- Nosnost při vyložení 4m cca 760 kg
- Ostatní parametry dle zvoleného traktorového vleku s nakládací rukou této kategorie

3 Volba hlavních částí vyvážecí soupravy

Ze sortimentu firem zabývajících se výrobou vyvážecích souprav volím:

Firma: Wikar Oy Ab

Wikarintie 12

68500 Kruunupy

Finland

3.1 Volba hydraulické ruky

Dle zadaných parametrů je nejvíce vhodná hydraulická ruka KRONOS model 4000

Tab. 1, Technická data hydraulické ruky, [3]

Model	Měrná jednotka	4000
Maximální dosah	m	6,5
Délka hlavního výložníku	m	3
Délka teleskopického výložníku	m	1,5
Zdvihový moment brutto/netto	kNm	39,3/30,0
Nosnost při vysunutí 4 m	kg	760
Úhel otáčení výložníku	-	390°
Kyvňý moment	kNm	7,9
Kapacita kleští	m ²	0,2
Tlumič kyvů	-	std.
Potřebný výkon čerpadla	l/min	40 - 80

3.2 Volba vyvážecího vleku

Tab. 2, Technická data vyvážecího vleku, [3]

Model	Měrná jednotka	100 H
Nosnost	t	10
Ložná plocha	m ²	2,1
Délka ložné plochy	mm	3800
Celková délka vleku	mm	5700
Celková šířka vleku	mm	2050
Světlá výška	mm	600
Hmotnost	kg	1370
Úhel natačení hydraulické oje	°	40
Výkyv tandemové nápravy +/-	°	20
Vzduchové brzdy	-	std.
Počet párů klanic ve standardu	-	3
Pneumatiky	-	400/60-15,5/14
Doporučený typ ruky	-	4000/5000
Možnost prodloužení rámu o cca 1 m	-	ano

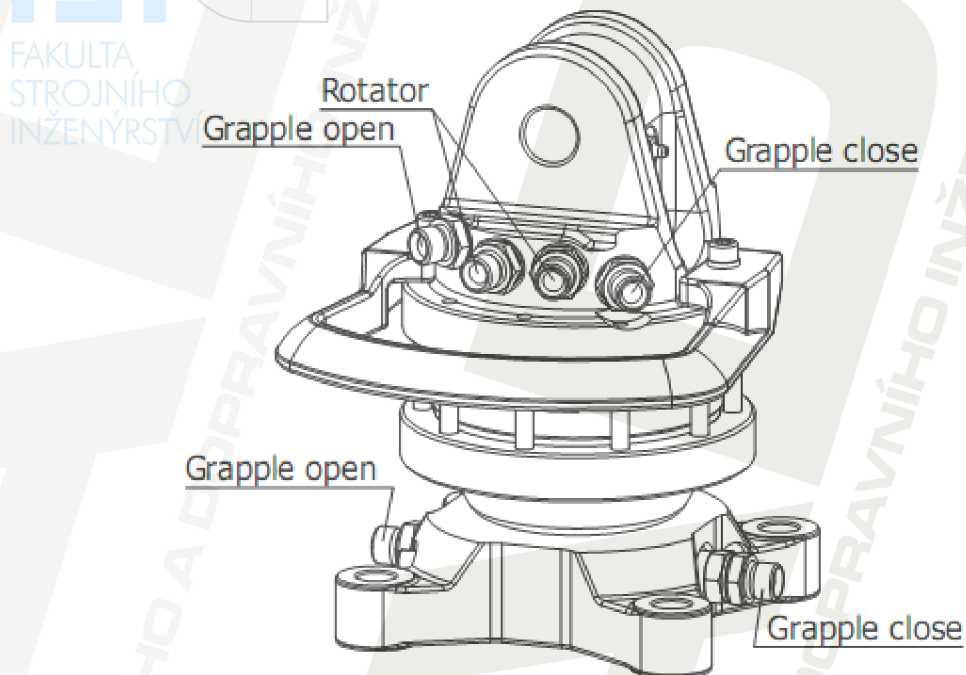


Obr. 3 Kronos, vyvážecí vlek 100H s hydraulickou rukou 4000 [10]

4 Volba konstrukčních prvků kleštiny

4.1 Rotátor GR 30 PF

Firma: BALTROTORS
Salaspils, Riga
LOTYŠSKO, LV2169



Obr. 4 Schéma rotátoru GR 30 PF [4]

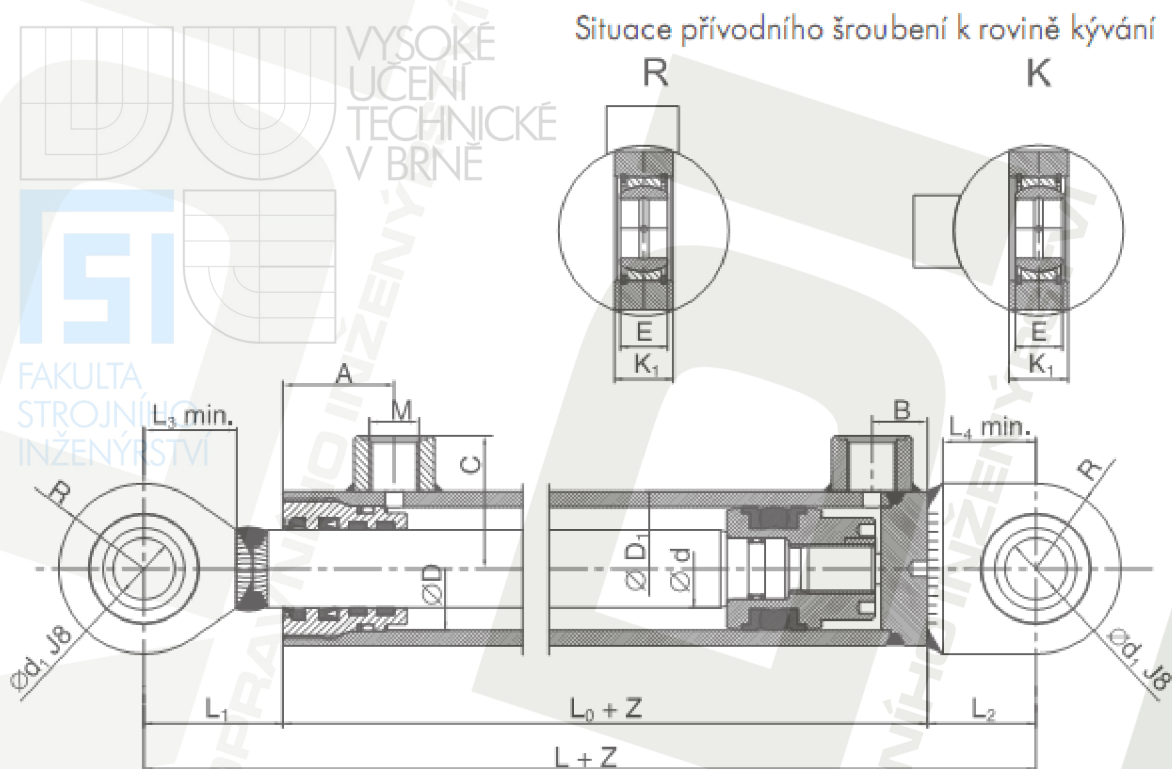
Požadavek na otočení o 360° $t_0=4s$

Tab. 3, Technická data rotátoru GR 30PF, [4]

Rotace	°	360
Maximální axiální zatížení statické	kN	30
Maximální axiální zatížení dynamické	kN	15
Točivý moment při 25MPa	Nm	900
Doporučený průtok oleje	l/min	20
Hmotnost	kg	24

4.2 Přímočarý hydromotor série ZH2

Firma: HYDRAULICS s.r.o
Sehradice 217
763 23 Dolní Lhota u Luhačovic



Obr. 5 Přímočarý hydromotor ZH2 [5]

Tab. 4, Rozměry přímočarých hydromotorů ZH2, [5]

ØD	Ød	ØD ₁	Ød 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. Ø d	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
32	18	42	20	175	95	45	35	30	30	12x1,5	36	18	39	16	20	27,5	300	1,80 + Z x 0,00656
32	20	42	20	175	95	45	35	30	30	12x1,5	36	18	39	16	20	27,5	350	1,80 + Z x 0,00703
40	22	50	20	185	105	45	35	30	30	16x1,5	36	18	43	16	20	27,5	350	2,05 + Z x 0,00853
40	25	50	20	185	105	45	35	30	30	16x1,5	36	18	43	16	20	27,5	450	2,05 + Z x 0,00940
45	25	55	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	41	18	45,5	20	25	32,5	400	2,50 + Z x 0,01000
45	28	55	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	41	18	45,5	20	25	32,5	500	3,15 + Z x 0,01100
50	25	62	25	205	117	50	38	33	33	16x1,5	43	21	49	20	25	32,5	350	3,50 + Z x 0,01214
50	28	62	25	205	117	50	38	33	33	16x1,5	43	21	49	20	25	32,5	450	3,50 + Z x 0,01312
55	28	70	25	215	116	57	42	37	36	16x1,5	45	20	53	20	25	35	400	4,18 + Z x 0,01640
55	32	70	25	215	116	57	42	37	36	16x1,5	45	20	53	20	25	35	500	4,60 + Z x 0,01787
60	32	75	25	225	126	57	42	37	36	16x1,5	48	25	55,5	20	25	35	500	5,50 + Z x 0,01880
60	36	75	25	225	126	57	42	37	36	16x1,5	48	25	55,5	20	25	35	650	5,55 + Z x 0,02047

Technický popis

Přímočarý hydromotor ZH2 je prvek, který přeměňuje tlakovou energii na energii mechanickou - axiální sílu pístní tyče v obou směrech. Svou konstrukcí nevyžadují zvláštní požadavky na obsluhu a údržbu. Pro bezvadnou a bezpečnou funkci je nutno řídit se provozními a technickými podmínkami. [5]

Technické podmínky

Pracovní kapalina – hydraulický minerální olej (OH-HM 32, OH-HM 46, OH-HM 64)

Požadovaná filtrace – min. 40 µm, doporučujeme 25 µm

Teplotní rozsah – kapaliny -20°C ÷ +80°C

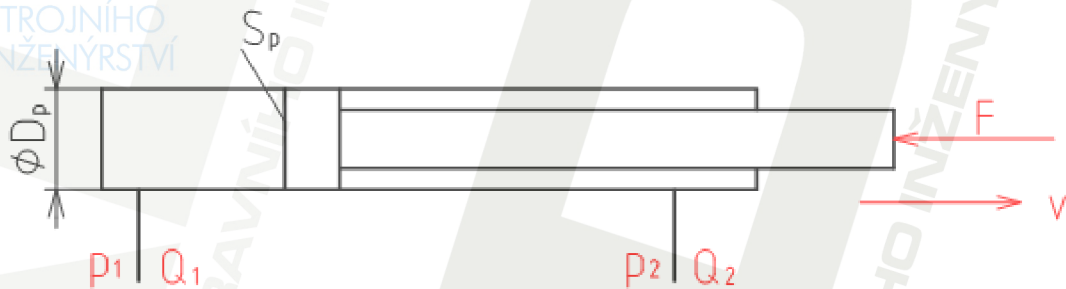
– okolí -20°C ÷ +70°C

Klimatická odolnost – mírné klima WT

Jmenovitý tlak – 20 MPa
 Maximální tlak – 25 MPa
 Zkušební tlak – 32 MPa
 Pracovní rychlost – maximální $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
 Hodnota odolnosti pístní tyče
 v solné komoře dle ISO 4540 – 120 hodin [5]

Konstrukční návrh

ZH2 - 60/36 x 237 - R



Obr. 6 Schéma přímočarého hydromotoru

Pístnice přímočarého hydromotoru se vysouvá-drapák se zavírá
 Pístnice přímočarého hydromotoru se zasouvá-drapák se otevírá

Plocha pístu

$$S_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 60^2}{4} = 2827,4 \text{ mm}^2 \quad (4.1)$$

kde:

D_p [mm] Průměr pístu přímočarého hydromotoru

S_p [mm²] Plocha pístu přímočarého hydromotoru

Hmotnost přímočarého hydromotoru

$$m_h = m_{h1} + Z \cdot m_{h2} = 5,55 + 237 \cdot 0,02047 = 10,4 \text{ kg} \quad (4.2)$$

kde:

Z [mm] Zdvih přímočarého hydromotoru

m_h [kg] Hmotnost přímočarého hydromotoru

m_{h1} [kg] Konstanta hmotnosti přímočarého hydromotoru

m_{h2} [kg/mm] Konstanta hmotnosti přímočarého hydromotoru při zdvihu Z

4.2.1 Hmotnostní parametry drapákové kleštiny

$$m_{ck} = m_{dr} + m_h + m_r = 83,6 + 10,4 + 24 = 118 \text{ kg} \quad (4.3)$$

kde:

m_{ck} [kg] Celková hmotnost drapákové kleštiny

m_r [kg] Hmotnost rotátoru

4.2.2 Maximální vysouvací síla přímočarého hydromotoru

$$F_{max} = p_{max} \cdot S_p = 25 \cdot 2827,4 = 70686N \quad [N] \quad (4.4)$$

kde:

F_{max} [N] Maximální vysouvací síla přímočarého hydromotoru

p_{max} [MPa] Maximální tlak přímočarého hydromotoru

4.2.3 Vysouvací síla ze jmenovitého tlaku přímočarého hydromotoru

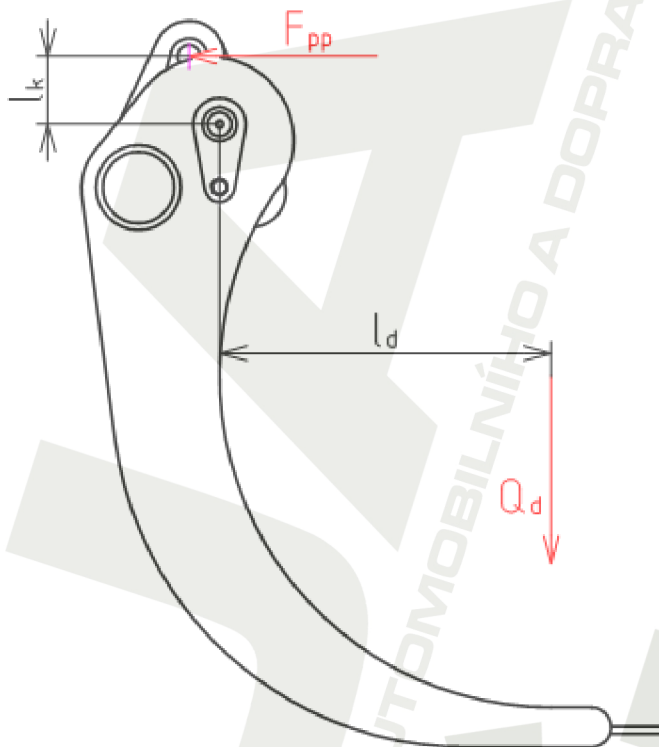
$$F_j = p_j \cdot S_p = 20 \cdot 2827,4 = 56549N \quad [N] \quad (4.5)$$

kde:

F_j [N] Vysouvací síla ze jmenovitého tlaku přímočarého hydromotoru

p_j [MPa] Jmenovitý tlak přímočarého hydromotoru

Pro kontrolu přímočarého hydromotoru použijí následující schéma



Obr. 7 Schéma rovnováhy sil pro přímočarý hydromotor

4.2.4 Maximální hmotnost nabíraného dřeva

$$m_{md} = m_{c1} - m_{ck} = 1000 - 118 = 882kg \quad [kg] \quad (4.6)$$

kde:

m_{cl} [kg] Maximální přípustné zatížení pro hydraulickou ruku KRONOS
 m_{md} [kg] Maximální hmotnost nabíraného dřeva

4.2.5 Tíhová síla dřeva působící ve středu průřezu kleštiny

$$Q_d = m_{md} \cdot g = 882 \cdot 9,81 = 8652N \quad [N] \quad (4.7)$$

kde:

Q_d [N] Tíhová síla dřeva působící ve středu průřezu kleštiny
 g [m/s²] Gravitační zrychlení

4.2.6 Potřebná síla přímočarého hydromotoru

$$F_{pp} = \frac{Q_d \cdot l_d}{l_k} = \frac{8652 \cdot 290}{60} = 41820N \quad [N] \quad (4.8)$$

kde:

F_{pp} [N] Potřebná síla přímočarého hydromotoru
 l_d [mm] Vzdálenost mezi uložením kleštiny a středem průřezu kleštiny
 l_k [mm] Vzdálenost mezi uložením kleštiny a přímočarým hydromotorem

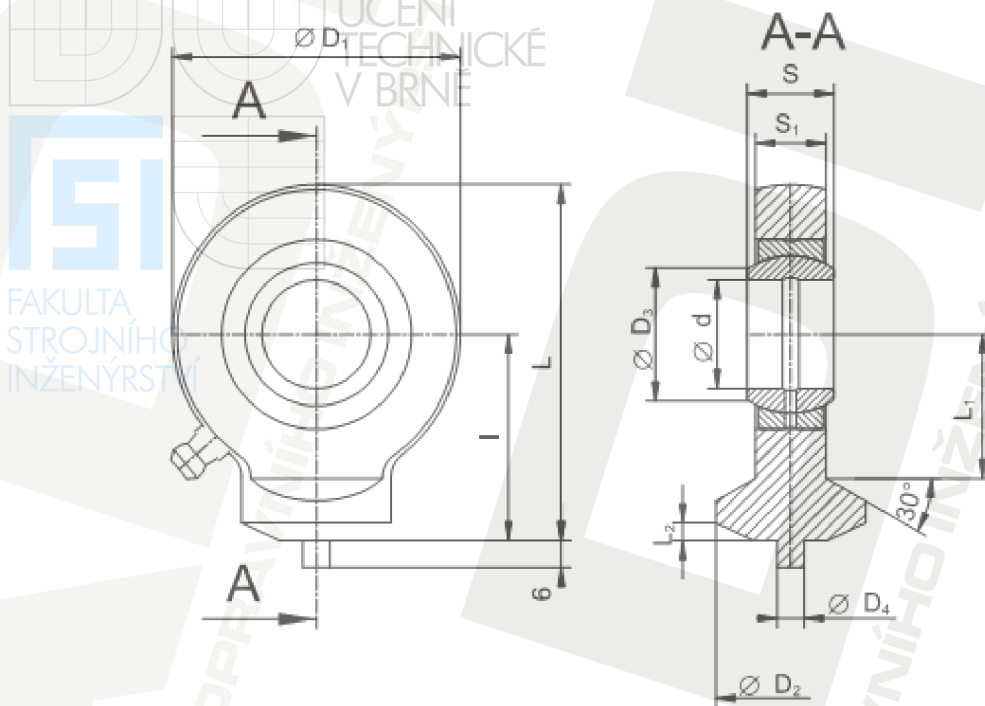
4.2.7 Vysouvací síla přímočarého hydromotoru z pracovního tlaku hyd. ruky

$$F_p = p_p \cdot S_p = 17,5 \cdot 2827,4 = 49480N \quad [N] \quad (4.9)$$

kde:

F_p [N] Vysouvací síla přímočarého hydromotoru z pracovního tlaku hyd. ruky
 p_p [MPa] Pracovní tlak hydraulické ruky KRONOS
 $F_p > F_{pp}$ **Vyhovuje**

4.2.8 Volba typu ok přímočarého hydromotoru

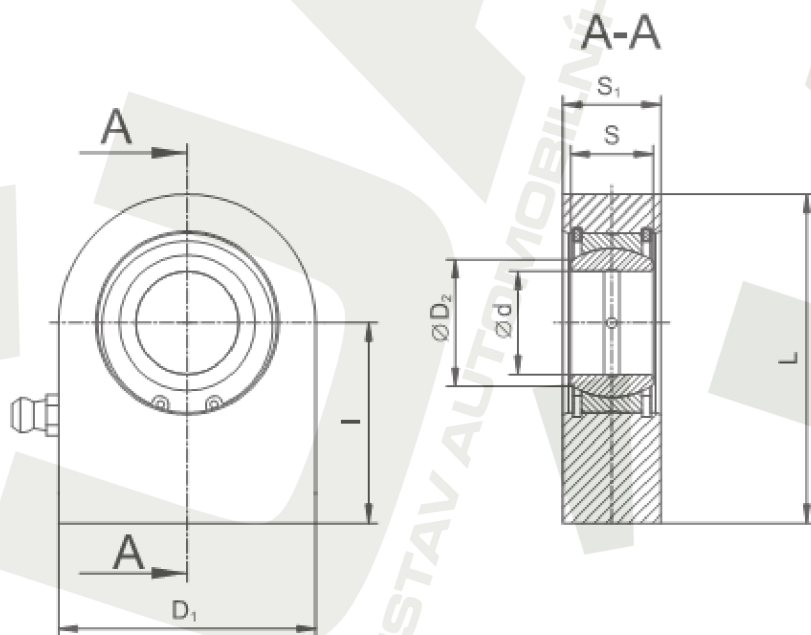


Obr. 8 Oko pístnice přímočarého hydromotoru [5]

Tab. 5, Rozměry ok přímočarých hydromotorů, [5]

Označení	Ød	S	l	ØD ₁	ØD ₂	ØD ₄	ØD ₃	S ₁	L	L ₁	L ₂	hmotnost
TS12C	12	10	27	34	17,5	3	15	8	44	18	2	0.065
TS15C	15	12	31	40	21	4	18,4	10	51	20	2,5	0.12
TS 20C	20	16	38	53	27,5	4	24,1	13	64,5	27,5	3	0.25
TS 25C	25	20	45	64	33,5	4	29,3	17	77	33	4	0.45
TS 30C	30	22	51	73	40	4	34,2	19	87,5	37,5	4	0.675

Volím typ TS 25C



Obr. 9 Oko pláště přímočarého hydromotoru [5]

Tab. 6, Rozměry ok přímočarých hydromotorů, [5]

označení	$\varnothing d$	S	l	D_1	$\varnothing D_2$	S_1	L	hmotnost
TS15N	15	12	31	45		16	53.5	0.22
TS 20N	20	16	38	50	24.1	19	63	0.325
TS 25N	25	20	45	55	29.3	23	72.5	0.5
TS 30N	30	22	51	65	34.2	28	83.5	0.825

Volím typ TS 25N

4.2.9 Rozteč ok přímočarého hydromotoru

Při úplném zasunutí pístnice

$$L_{\min} = L + Z = 225 + 237 = 462 \text{ mm} \quad (4.10)$$

kde:

L [mm] Konstrukční délka přímočarého hydromotoru

L_{\min} [mm] Rozteč ok přímočarého hydromotoru při úplném zasunutí pístnice

Při úplném vysunutí pístnice

$$L_{\max} = L_{\min} + Z = 462 + 237 = 699 \text{ mm} \quad (4.11)$$

kde:

L_{\max} [mm] Rozteč ok přímočarého hydromotoru při úplném vysunutí pístnice

4.2.10 Objem hydraulické náplně přímočarého hydromotoru

$$V_h = S_p \cdot Z = 0,28274 \cdot 2,37 = 0,67 \text{ L} \quad (4.12)$$

kde:

V_h [L] Objem hydraulické náplně přímočarého hydromotoru

4.2.11 Potřebný průtok přímočarým hydromotorem

$$Q_1 = \frac{V_h}{t_1} = \frac{0,67}{0,1} = 6,7 \text{ L/min} \quad (4.13)$$

kde:

Q_1 [L/min] Potřebný průtok přímočarého hydromotoru

t_1 [min] Doba otevírání drapákové kleštiny

Doba otevírání drapákové kleštiny volím 6s.

4.2.12 Rychlost pístnice

$$v_p = \frac{Q_z}{S_p} = \frac{0,0001}{0,002827} = 0,04 \text{ m/s} \quad (4.14)$$

kde:

v_p [m/s]

Rychlost pístnice

Q_z [m³/s]

Požadovaný průtok pro přímočarý hydromotor

Pro přímočarý hydromotor požadují průtok $Q_z=7\text{L}/\text{min}$

4.2.13 Kontrola rychlosti pístnice

$$v_p < v_{\max} = 0,04 < 0,5$$

[m/s]

(4.15)

kde:

v_{\max} [m/s]

Maximální rychlost pístnice

Rychlost pístnice je menší, než maximální **Vyhovuje**

4.3 Kluzná pouzdra SKF

Firma: SKF Ložiska, a.s.

U Měšťanského pivovaru 7

CZ 170 04 Praha 7

4.3.1 Volba typu kluzného pouzdra

Kluzné pouzdro SKF Masivní bronz

Univerzální ložisko [6]

4.3.2 Materiál ložiska

- cínový bronz CuSn10P – snadno obrobitelný materiál. Všechny povrchy pouzdra jsou opracovány. [6]

Přednosti

- odolávají nečistotám
- při nízkých rychlostech vzdorují rázovému zatížení i vibracím
- umožňují použití hřídelí s hrubě opracovaným povrchem
- nepodléhají korozi [6]

4.3.3 Volba kluzného pouzdra

Kluzné pouzdro pro uložení kleštiny k rámu

PBM 35 45 50

Počet kusů 4

Kluzné pouzdro pro uložení táhla kleštiny

PBM 25 35 35

Počet kusů 2

4.4 Maznice

Volím mazací hlavice kulové přímé



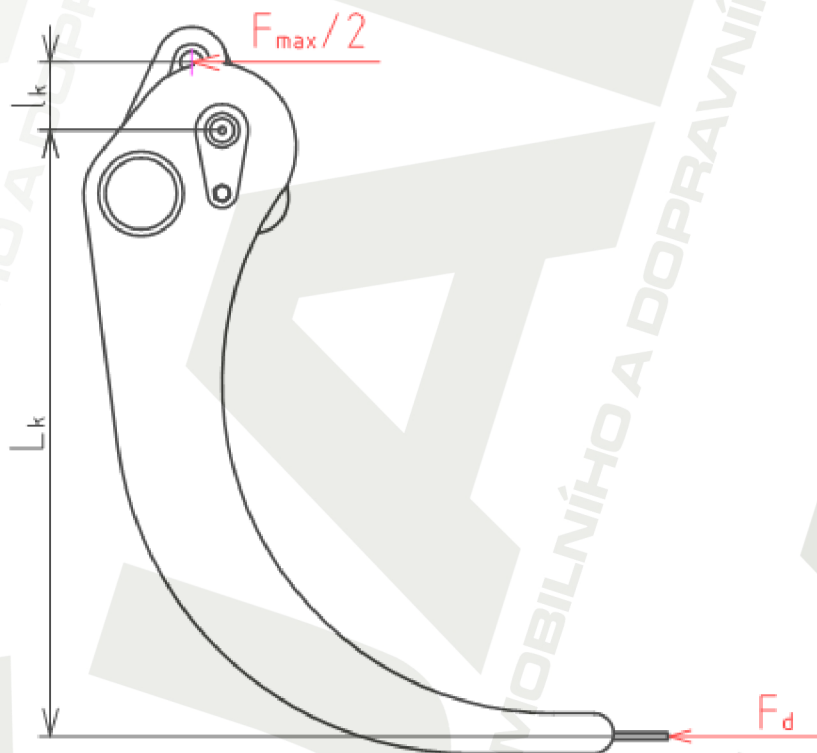
VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



Obr. 10 Mazací hlavice kulová přímá [7]

5 Pevnostní kontrola součástí kleštiny

5.1 Rovnováha sil na vnitřní kleštinu



Obr. 11 Rovnováha sil na vnitřní kleštinu

$$F_d = \frac{F_{\max}}{2} \cdot \frac{l_k}{L_k} = \frac{70686}{2} \cdot \frac{0,06}{0,53} = 4001N \quad [N] \quad (5.1)$$

kde:

F_d [N]

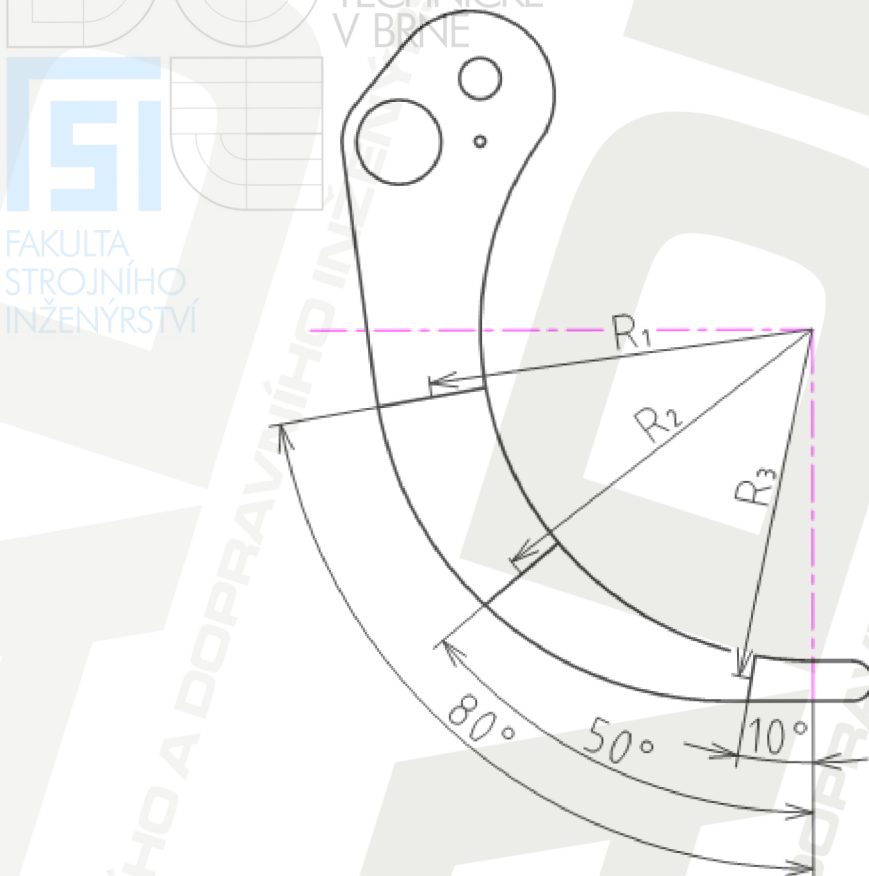
Síla kterou působí dřevo na vnitřní kleštinu

L_k [m]

Vzdálenost mezi uložením kleštiny a působištěm síly F_d

Postup výpočtu rovnováhy sil na kleštinu je pro všechny kleštiny stejný.

5.2 Kontrola průřezu kleštiny



Obr. 12 Kontrola průřezu kleštiny

5.2.1 Výpočet průřezu kleštiny v řezu 1

Ohybový moment v řezu 1

$$M_{o1} = F_d \cdot R_1 \cdot (1 - \cos \omega_1) = 4001 \cdot 338 \cdot (1 - \cos 80^\circ) = 1117507 \text{ Nmm} \quad [\text{Nmm}] \quad (5.2)$$

kde:

M_{o1} [Nmm] Ohybový moment v řezu 1

R_1 [mm] Poloměr řezu 1

ω_1 [°] Úhel řezu 1

Modul průřezu v ohybu

$$W_{o1} = \frac{M_{o1}}{\sigma_{Do}} = \frac{1117507}{85} = 13147 \text{ mm}^3 \quad [\text{mm}^3] \quad (5.3)$$

kde:

W_{o1} [mm³] Modul průřezu v ohybu v řezu 1

σ_{Do} [MPa] Dov. míjivé napětí v ohybu pro ocel 11 343, stanoveno z [1], str. 54

Výpočet šířky v řezu 1

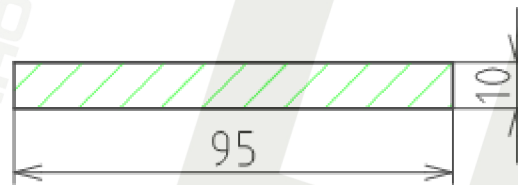
$$h_1 = \sqrt{\frac{6 \cdot W_{o1}}{b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 13147}{10}} = 88,8 \text{ mm} \quad [mm] \quad (5.4)$$

kde:

b [mm] Tloušťka plechu kleštiny

h_1 [mm] Šířka kleštiny v řezu 1

Podle teoretického výpočtu vyhovuje šířka kleštiny h_1 . Rozměr v tomto místě upravuji konstrukčně podle následujícího obrázku.



Obr. 13 Rozměry kleštiny v řezu 1

$h_{k1} = 95 \text{ mm}$

kde:

h_{k1} [mm] Konstrukční šířka kleštiny v řezu 1

Postup výpočtu je pro ostatní řezy kleštiny stejný. Výsledné hodnoty jsou uvedené v tabulce.

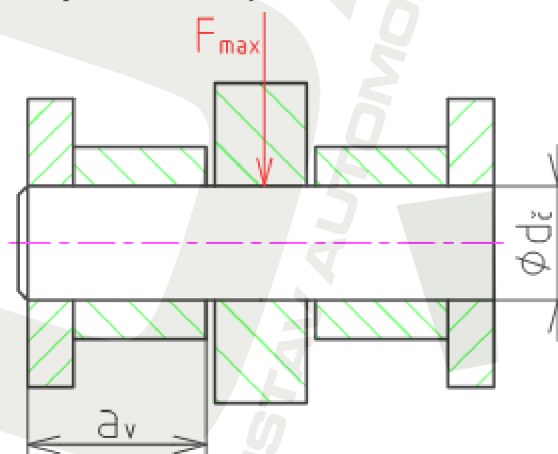
Tab. 7, Výsledné hodnoty řezů kleštiny

Řez 2				Řez 3			
M_{o2}	W_{o2}	h_2	h_{k2}	M_{o3}	W_{o3}	h_3	h_{k3}
Nmm	mm^3	mm	mm	Nmm	mm^3	mm	mm
474497	5582	57,9	84	18843	222	11,5	40

5.3 Kontrolní výpočet průměru čepu přímočarého hydromotoru

5.3.1 Čep pístnice

Velikost čepu je dána volbou přímočarého hydromotoru



Obr. 14 Zatížení čepu pístnice

Výpočet čepu na střih

$$\tau_s = \frac{2 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot d_\xi^2} = \frac{2 \cdot 70686}{\pi \cdot 25^2} = 72 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.5)$$

kde:

d_ξ [mm] Průměr čepu přímočarého hydromotoru
 τ_s [MPa] Smykové napětí působící na čep

Bezpečnost

$$k_\tau = \frac{\tau_D}{\tau_s} = \frac{80}{72} = 1,11 \quad [-] \quad (5.6)$$

kde:

τ_D [MPa] Dov. míjivé napětí ve smyku pro ocel 11 700, stanoveno z [1], str. 55
 k_τ [-] Bezpečnost ve smyku

Výpočet na otláčení v uložení čepu pístnice

$$p_u = \frac{F_{\max}}{2 \cdot d_\xi \cdot a_v} = \frac{70686}{2 \cdot 25 \cdot 39} = 36,2 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.7)$$

kde:

a_v [mm] Šířka uložení čepu pístnice
 p_u [MPa] Tlak v uložení čepu pístnice

Bezpečnost

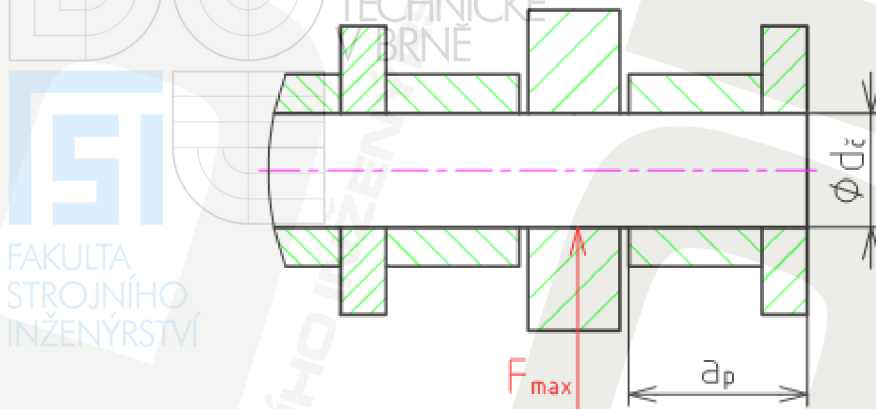
$$k_p = \frac{p_D}{p_u} = \frac{75}{36,2} = 2,07 \quad [-] \quad (5.8)$$

kde:

k_p [-] Bezpečnost v tlaku
 p_D [MPa] Dov. míjivé napětí v tlaku pro ocel 11 343, stanoveno z [1], str. 54

5.3.2 Čep pláště přímočarého hydromotoru

Velikost čepu je dána volbou přímočarého hydromotoru



Obr. 15 Zatížení čepu pláště přímočarého hydromotoru

Výpočet čepu na sřih

$$\tau_s = \frac{2 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot d_s^2} = \frac{2 \cdot 70686}{\pi \cdot 25^2} = 72 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.9)$$

Bezpečnost

$$k_\tau = \frac{\tau_D}{\tau_s} = \frac{80}{72} = 1,11 \quad [-] \quad (5.10)$$

kde:

τ_D [MPa] Dov. míjivé napětí ve smyku pro ocel 11 700, stanoveno z [1], str. 55

Výpočet na otláčení v uložení čepu pláště přímočarého hydromotoru

$$p_p = \frac{F_{\max}}{d_s \cdot a_p} = \frac{70686}{25 \cdot 37} = 38,2 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.11)$$

kde:

a_p [mm] Šířka uložení čepu pláště přímočarého hydromotoru

p_p [MPa] Tlak v uložení čepu pláště přímočarého hydromotoru

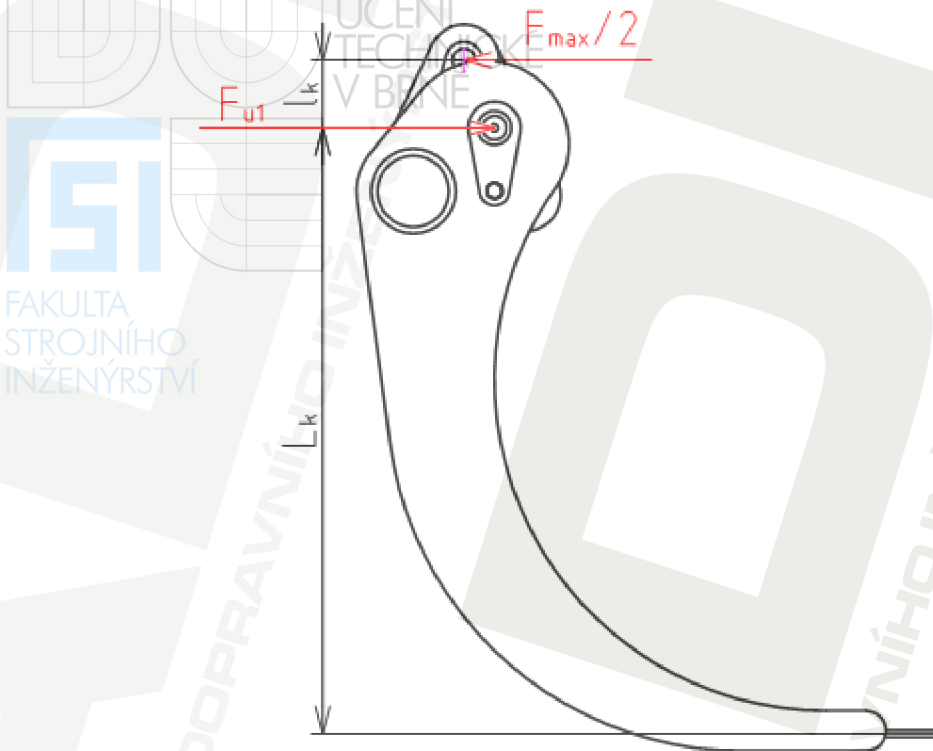
Bezpečnost

$$k_p = \frac{p_D}{p_p} = \frac{75}{38,2} = 1,96 \quad [-] \quad (5.12)$$

kde:

p_D [MPa] Dov. míjivé napětí v tlaku pro ocel 11 343, stanoveno z [1], str. 54

5.4 Kontrolní výpočet průměru čepu uložení kleštiny



Obr. 16 Síla působící na čep uložení kleštiny

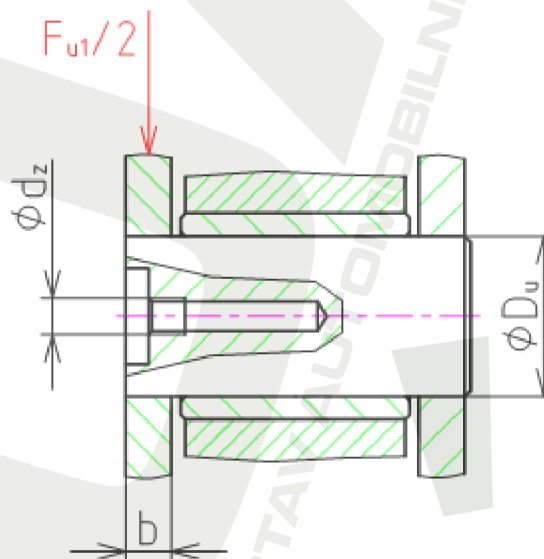
Síla působící na čep uložení kleštiny

$$F_{u1} = \frac{F_{max} (L_k + l_k)}{2 L_k} = \frac{70686 (0,53 + 0,06)}{2 \cdot 0,53} = 39344 \text{ N} \quad [N] \quad (5.13)$$

kde:

F_{u1} [N]

Síla působící na čep uložení kleštiny



Obr. 17 Schéma uložení čepu kleštiny

Výpočet čepu na střih

$$\tau_s = \frac{2 \cdot F_{u1}}{\pi \cdot (D_u^2 - d_z^2)} = \frac{2 \cdot 39344}{\pi \cdot (35^2 - 8^2)} = 21,6 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.14)$$

kde:

D_u [mm] Průměr čepu uložení kleštiny
 d_z [mm] Průměr závitu maznice

Bezpečnost

$$k_\tau = \frac{\tau_D}{\tau_s} = \frac{65}{21,6} = 3,01 \quad [-] \quad (5.15)$$

kde:

τ_D [MPa] Dov. míjivé napětí ve smyku pro ocel 11 600, stanoveno z [1], str. 55

Výpočet na otlačení v uložení čepu kleštiny

$$p_\varepsilon = \frac{F_{u1}}{D_u \cdot b} = \frac{39344}{35 \cdot 10} = 56,2 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.16)$$

kde:

p_ε [MPa] Tlak v uložení čepu kleštiny

Bezpečnost

$$k_p = \frac{p_D}{p_\varepsilon} = \frac{75}{56,2} = 1,33 \quad [-] \quad (5.17)$$

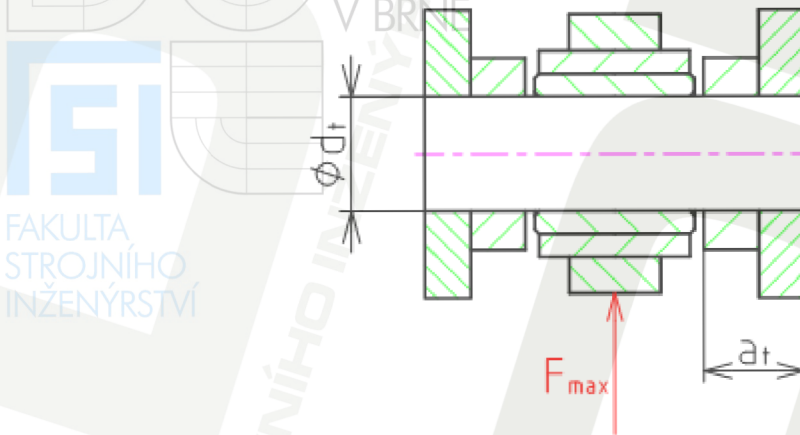
kde:

p_D [MPa] Dov. míjivé napětí v tlaku pro ocel 11 343, stanoveno z [1], str. 54

Postup výpočtu ostatních čepu uložení kleštiny je stejný.

5.5 Kontrolní výpočet táhla

5.5.1 Výpočet čepu táhla



Obr. 18 Schéma uložení čepu táhla

Výpočet na střih

$$\tau_s = \frac{2 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot d_t^2} = \frac{2 \cdot 70686}{\pi \cdot 25^2} = 72 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.18)$$

kde:

d_t [mm] Průměr čepu táhla

Bezpečnost

$$k_\tau = \frac{\tau_D}{\tau_s} = \frac{80}{72} = 1,11 \quad [-] \quad (5.19)$$

kde:

τ_D [MPa] Dov. míjivé napětí ve smyku pro ocel 11 700, stanoveno z [1], str. 55

Výpočet na otláčení v uložení čepu táhla

$$p_t = \frac{F_{\max}}{2 \cdot d_t \cdot a_t} = \frac{70686}{2 \cdot 25 \cdot 22} = 64,3 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.20)$$

kde:

a_t [mm] Šířka uložení čepu táhla

p_t [MPa] Tlak v uložení čepu táhla

Bezpečnost

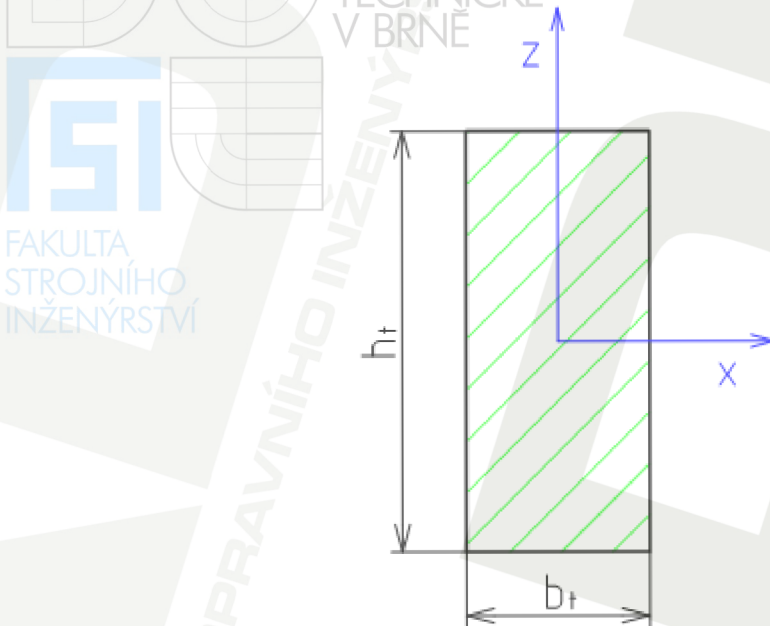
$$k_p = \frac{p_D}{p_t} = \frac{75}{64,3} = 1,17 \quad [-] \quad (5.21)$$

kde:

p_D [MPa] Dov. míjivé napětí v tlaku pro ocel 11 343, stanoveno z [1], str. 54

Postup výpočtu druhého čepu táhla je stejný.

5.5.2 Výpočet táhla kleštiny



Obr. 19 Schéma táhla v řezu

Kvadratický moment průřezu k ose x

$$J_x = \frac{b_t \cdot h_t^3}{12} = \frac{20 \cdot 46^3}{12} = 1,622 \cdot 10^5 \text{ mm}^4 \quad [\text{mm}^4] \quad (5.22)$$

kde:

J_x [mm⁴] Kvadratický moment průřezu k ose x

b_t [mm] Tloušťka táhla kleštiny

h_t [mm] Výška táhla kleštiny

Kvadratický moment průřezu k ose z

$$J_z = \frac{h_t \cdot b_t^3}{12} = \frac{46 \cdot 20^3}{12} = 3,067 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad [\text{mm}^4] \quad (5.23)$$

kde:

J_z [mm⁴] Kvadratický moment průřezu k ose z

Plocha průřezu

$$S_t = b_t \cdot h_t = 20 \cdot 46 = 920 \text{ mm}^2 \quad [\text{mm}^2] \quad (5.24)$$

kde:

S_t [mm²] Plocha průřezu táhla kleštiny

Štíhlost táhla kleštiny

$$\lambda_1 = \frac{l_t}{\sqrt{\frac{J_x}{S_t}}} = \frac{582}{\sqrt{\frac{1,622 \cdot 10^5}{920}}} = 43,8 \quad [-] \quad (5.25)$$

kde:

l_t [mm] Délka táhla kleštiny
 λ_1 [-] Štíhlost táhla kleštiny

Štíhlost táhla kleštiny

$$\lambda_2 = \frac{l_t}{\sqrt{\frac{J_z}{S_t}}} = \frac{582}{\sqrt{\frac{3,067 \cdot 10^4}{920}}} = 100,8 \quad [-] \quad (5.26)$$

kde:

λ_2 [-] Štíhlost táhla kleštiny

Kritická štíhlost táhla kleštiny

$$\lambda_k = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_k}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{200}} = 101,8 \quad [-] \quad (5.27)$$

kde:

E [MPa] Modul pružnosti v tahu oceli, stanoveno z [1], str. 35

σ_k [MPa] Mez pružnosti, stanoveno z [1], str. 37

λ_k [-] Kritická štíhlost táhla kleštiny

$\lambda_2 < \lambda_k$ Posouzením dle Eulera u táhla kleštiny nastává tlak

Kritická síla táhla kleštiny

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_z}{l_t^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,067 \cdot 10^4}{582^2} = 187646 \text{ N} \quad [N] \quad (5.28)$$

kde:

F_{kr} [N] Kritická síla táhla kleštiny

Bezpečnost ke kritické síle táhla kleštiny

$$k_k = \frac{F_{kr}}{F_{\max}} = \frac{187646}{70686} = 2,65 \quad [-] \quad (5.29)$$

kde:

k_k [-] Bezpečnost ke kritické síle táhla kleštiny

Napětí v táhlu kleštiny

$$\sigma = \frac{F_{\max}}{S_t} = \frac{70686}{920} = 76,8 \text{ MPa} \quad [\text{MPa}] \quad (5.30)$$

kde:

σ [MPa] Napětí v táhlu kleštiny

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti táhla kleštiny

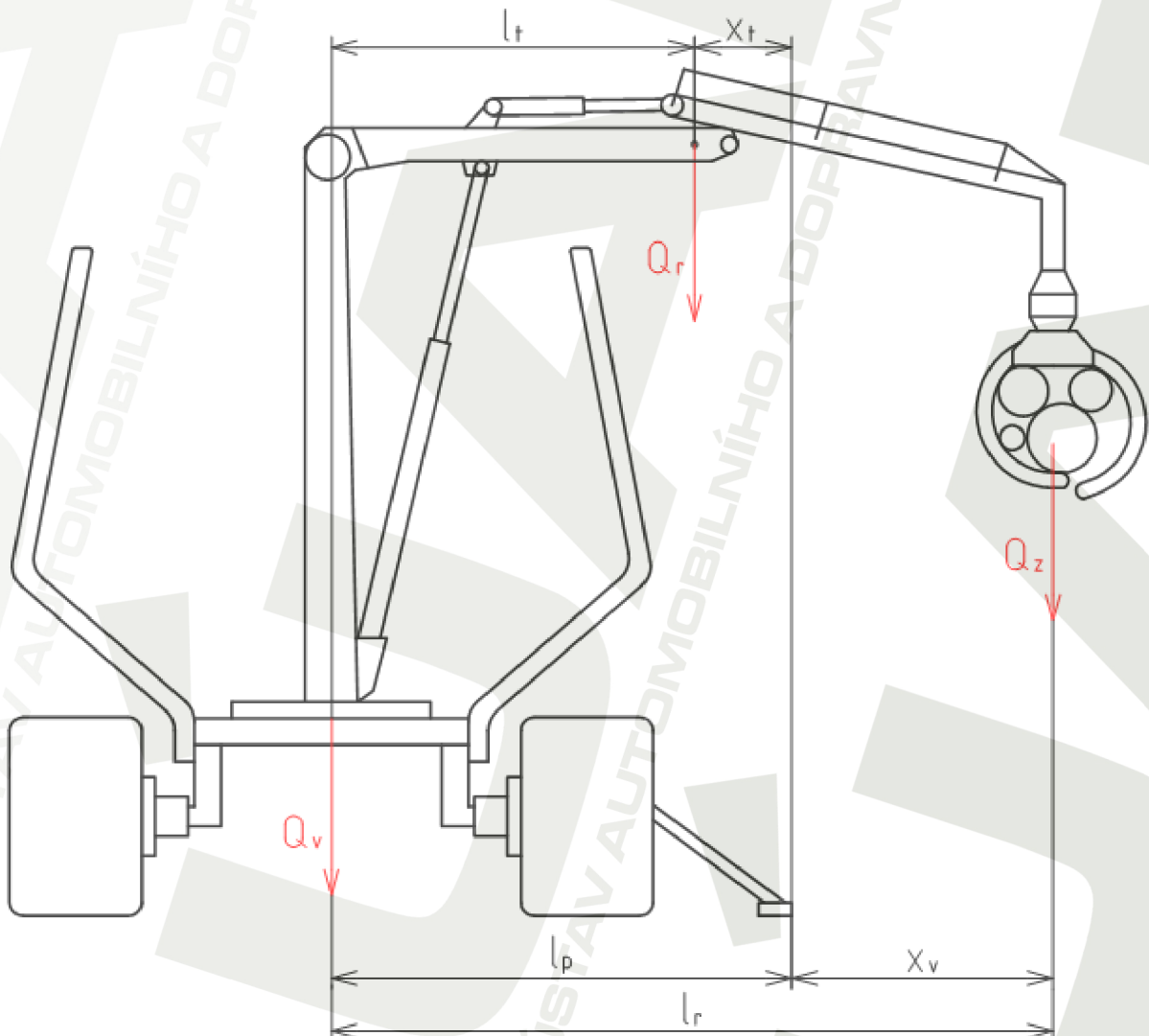
$$k_m = \frac{\sigma_k}{\sigma} = \frac{200}{76,8} = 2,6 \quad [-] \quad (5.31)$$

kde:

k_m [-] Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti táhla kleštiny

6 Kontrola stability stroje

6.1 Vyvážecí souprava



Obr. 20 Schéma vyvážecí soupravy

6.1.1 Vzdálenost polohy těžiště hyd. ruky od bodu překlopení

$$x_t = l_p - l_t = 1,525 - 1,2 = 0,325m \quad [m] \quad (6.1)$$

kde:

l_p	[m]	Vzdálenost patky od středu vyvážecího vleku
l_t	[m]	Vzdálenost polohy těžiště hyd. ruky od středu vyvážecího vleku
x_t	[m]	Vzdálenost polohy těžiště hyd. ruky od bodu překlopení

6.1.2 Tíhová síla vyvážecího vleku působící v těžišti

$$Q_v = m_v \cdot g = 1370 \cdot 9,81 = 13440N \quad [N] \quad (6.2)$$

kde:

Q_v	[N]	Tíhová síla vyvážecího vleku působící v těžišti
m_v	[kg]	Hmotnost vyvážecího vleku

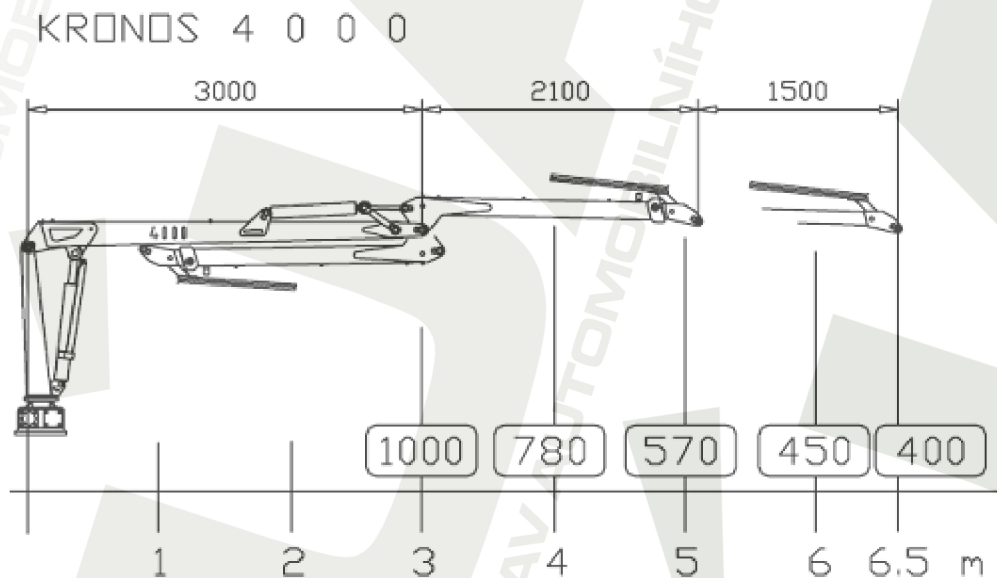
6.1.3 Tíhová síla hydraulické ruky působící v těžišti

$$Q_r = m_r \cdot g = 660 \cdot 9,81 = 6475N \quad [N] \quad (6.3)$$

kde:

Q_r	[N]	Tíhová síla hydraulické ruky působící v těžišti
m_r	[kg]	Hmotnost hydraulické ruky

6.1.4 Přípustné zatížení hydraulické ruky



Obr. 21 Přípustné zatížení hydraulické ruky [8]

6.1.5 Stabilizační moment

$$M_s = Q_v \cdot l_p + Q_r \cdot x_t = 13440 \cdot 1,525 + 6475 \cdot 0,325 = 22600 Nm \quad [Nm] \quad (6.4)$$

kde:

M_s [Nm] Stabilizační moment

6.1.6 Tíhová síla zátěže působící v těžišti

$$Q_z = m_z \cdot g = 400 \cdot 9,81 = 3924 N \quad [N] \quad (6.5)$$

kde:

Q_z [N] Tíhová síla zátěže působící v těžišti

m_z [kg] Hmotnost zátěže

6.1.7 Vyložení hydraulické ruky od bodu překlopení

$$x_v = l_r - l_p = 6,5 - 1,525 = 4,975 m \quad [m] \quad (6.6)$$

kde:

l_r [m] Vyložení hydraulické ruky

x_v [m] Vyložení hydraulické ruky od bodu překlopení

6.1.8 Klopný moment

$$M_k = Q_z \cdot x_v = 3924 \cdot 4,975 = 19522 Nm \quad [Nm] \quad (6.7)$$

kde:

M_k [Nm] Klopný moment

6.1.9 Podmínka stability stroje

$$s = \frac{M_s}{M_k} > 1 \quad [-] \quad (6.8)$$

$$s = \frac{M_s}{M_k} = \frac{22600}{19522} = 1,16 > 1$$

kde:

s [-] Stabilita stroje

7 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout konstrukční řešení drapákové kleštiny nakládací ruky. Dle zadaných parametrů volím vhodný typ nakládací ruky a vyvážecí vlek. Ze sortimentu produktů nabízených výrobcem volím firmu KRONOS. Od tohoto výrobce volím nakládací ruku Model 4000 a vyvážecí vlek 100H. Pro tento typ nakládací ruky výrobce doporučuje drapákové kleštiny s kapacitou kleští $0,2\text{m}^2$. Kapacita kleští je výchozí rozměr pro návrh drapákové kleštiny. Pomocí daného přípustného zatížení nakládací ruky a pomocných koeficientů plnění kleštiny je určen průměr kleštiny, který má výpočtově stejnou plochu průřezu jako je plocha průřezu kleštiny nabízená výrobcem. Pro maximální přípustné zatížení nakládací ruky je volen vhodný rotátor. Z rovnováhy sil působících na kleštinu je určena požadovaná velikost přímočarého hydromotoru. Pomocí maximální vysouvací síly, kterou je přímočarý hydromotor schopný vyvinout je určena maximální síla dřeva, která může působit na kleštinu. Z této síly je počítána minimální šířka průřezu kleštiny ve třech řezech. Pomocí maximální vysouvací síly přímočarého hydromotoru jsou kontrolovány čepy přímočarého hydromotoru na stříh a na otláčení. Z této síly je dále vypočtena síla, která působí na čep uložení kleštiny a čep uložení táhla a následně je opět provedena kontrola čepů na stříh a na otláčení. Při výpočtu táhla kleštiny je uvažováno působení maximální vysouvací síly přímočarého hydromotoru. Díky tomu jsou vhodně navrženy rozměry táhla tak, aby nedošlo ke vzpěru a bylo dosaženo vhodné bezpečnosti. Pro maximální vyložení nakládací ruky je provedena kontrola stability stroje. Vypočtené hodnoty rozměrů součástí jsou řídicí hodnoty pro návrh drapákové kleštiny. Je provedena kompletní výkresová dokumentace všech součástí drapákové kleštiny.

8 Seznam použitých zdrojů

Monografická publikace

- [1] LEINVEBER, Jan Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření / 1.vyd. Úvaly : ALBRA, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2
- [2] NERUDA, Jindřich a kol. Harvesterové technologie lesní těžby / 1.vyd. Brno : Mendlova zemědělská a lesnická univerzita, 2008. 149 s. ISBN 978-80-7375-146-3

Firemní literatura

- [3] Katalog WINCORP AGRI. Technická specifikace pdf. [online]. 1s. [cit. 2010-03-12]. Dostupné na www:
http://www.wincorp.cz/wincorpa/?PRODUKTY:Vyv%E1%BEec%ED_vleky_a_hydraulick%E9_ruky_KRONOS
- [4] Katalog BALTROTORS. Rotátory GR pdf. [online]. 38s. [cit. 2010-03-16]. Dostupné na www:
<http://www.baltrotors.lv/index.php/en/gr3t>
- [5] Katalog HYDRAULICS. Výrobní katalog přímočarých hydromotorů pdf. [online]. 104s. [cit. 2010-03-16]. Dostupné na www:
<http://www.hydraulics.cz/cz/vyroba/vyroba-katalogovych-hydromotoru>
- [6] Katalog SKF. Kluzná pouzdra SKF pdf. [online]. 48s. [cit. 2010-03-17]. Dostupné na www:
http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/catalogues?searchlang=all&code=&freetext=kluzn%C3%A1+pouzdra&Search.x=0&Search.y=0&Search=Search&contentId=258974&hidden_cache_id=17050#
- [7] Katalog LUKO STROJÍRNY. Katalog mazací techniky pdf. [online]. 30s. [cit. 2010-03-17]. Dostupné na www:
<http://www.lukos.cz/cz/2-produkty/808-mazaci-technika/811-mazaci-hlavice-a-zatky/826-mazaci-hlavice-kulove-prime.html>
- [8] Katalog KRONOS. Kronos lesnické stroje a zařízení pdf. [online]. 11s. [cit. 2010-03-23]. Dostupné na www:
<http://www.kronos.fi/eng/brochures.html>

WWW stránka

[9] SKALICKÝ, Vladimír. *Agroweb.cz* [online]. 2004-05-28 [cit. 2010-03-10]. Hydraulické jeřáby v zemědělství a lesnictví. Dostupné na www:

http://www.agroweb.cz/Hydraulicke-jeřaby-v-zemedelstvi-a-lesnictvi_s46x17232.html

[10] *Kronos.fi* [online]. [cit. 2010-03-12]. Photo gallery. Dostupné na www:

<http://www.kronos.fi/eng/gallery.htm>

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

9 Seznam použitých zkratk a symbolů

a_p	Šířka uložení čepu pláště přímočarého hydromotoru	[mm]
a_t	Šířka uložení čepu táhla	[mm]
a_v	Šířka uložení čepu pístnice	[mm]
b	Tloušťka plechu kleštiny	[mm]
b_t	Tloušťka táhla kleštiny	[mm]
d_ζ	Průměr čepu přímočarého hydromotoru	[mm]
D_k	Konstrukční průměr kleštiny	[m]
D_p	Průměr pístu přímočarého hydromotoru	[mm]
D_s	Skutečný průměr kleštiny	[m]
d_t	Průměr čepu táhla	[mm]
D_u	Průměr čepu uložení kleštiny	[mm]
d_z	Průměr závitu maznice	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu oceli	[MPa]
F_d	Síla kterou působí dřevo na vnitřní kleštinu	[N]
F_j	Vysouvací síla ze jmenovitého tlaku přímočarého hydromotoru	[N]
F_{kr}	Kritická síla táhla kleštiny	[N]
F_{max}	Maximální vysouvací síla přímočarého hydromotoru	[N]
F_p	Vysouvací síla přímočarého hydromotoru z pracovního tlaku hyd. ruky	[N]
F_{pp}	Potřebná síla přímočarého hydromotoru	[N]
F_{u1}	Síla působící na čep uložení kleštiny	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m/s ²]
h_1	Šířka kleštiny v řezu 1	[mm]
h_2	Šířka kleštiny v řezu 2	[mm]
h_3	Šířka kleštiny v řezu 3	[mm]
h_{k1}	Konstrukční šířka kleštiny v řezu 1	[mm]
h_{k2}	Konstrukční šířka kleštiny v řezu 2	[mm]
h_{k3}	Konstrukční šířka kleštiny v řezu 3	[mm]
h_t	Výška táhla kleštiny	[mm]
J_x	Kvadratický moment průřezu k ose x	[mm ⁴]
J_z	Kvadratický moment průřezu k ose z	[mm ⁴]
k_1	Koeficient zaplnění kleštin	[-]
k_2	Koeficient plnění kleštin	[-]
k_k	Bezpečnost ke kritické síle táhla kleštiny	[-]
k_m	Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti táhla kleštiny	[-]
k_o	Souhrnný součinitel	[-]
k_p	Bezpečnost v tlaku	[-]

k_{τ}	Bezpečnost ve smyku	[-]
l	Délka nabíraného dřeva	[m]
L	Konstrukční délka přímočarého hydromotoru	[mm]
l_d	Vzdálenost mezi uložením kleštiny a středem průřezu kleštiny	[mm]
l_k	Vzdálenost mezi uložením kleštiny a přímočarým hydromotorem	[mm]
L_k	Vzdálenost mezi uložením kleštiny a působišťem síly F_d	[m]
L_{max}	Rozteč ok přímočarého hydromotoru při úplném vysunutí pístnice	[mm]
L_{min}	Rozteč ok přímočarého hydromotoru při úplném zasunutí pístnice	[mm]
l_p	Vzdálenost patky od středu vyvážecího vleku	[m]
l_r	Vyložení hydraulické ruky	[m]
l_t	Délka táhla kleštiny	[mm]
l_t	Vzdálenost polohy těžiště hyd. ruky od středu vyvážecího vleku	[m]
m_{c1}	Maximální přípustné zatížení pro hydraulickou ruku KRONOS	[kg]
m_{ck}	Celková hmotnost drapákové kleštiny	[kg]
m_d	Hmotnost nabíraného dřeva	[kg]
m_{dr}	Hmotnost drapákové kleštiny	[kg]
m_h	Hmotnost přímočarého hydromotoru	[kg]
m_{h1}	Konstanta hmotnosti přímočarého hydromotoru	[kg]
m_{h2}	Konstanta hmotnosti přímočarého hydromotoru při zdvihu Z	[kg/mm]
M_k	Klopný moment	[Nm]
m_{md}	Maximální hmotnost nabíraného dřeva	[kg]
M_{o1}	Ohybový moment v řezu 1	[Nmm]
M_{o2}	Ohybový moment v řezu 2	[Nmm]
M_{o3}	Ohybový moment v řezu 3	[Nmm]
m_r	Hmotnost hydraulické ruky	[kg]
m_r	Hmotnost rotátoru	[kg]
M_s	Stabilizační moment	[Nm]
m_v	Hmotnost vyvážecího vleku	[kg]
m_z	Hmotnost zátěže	[kg]
$p_{\check{c}}$	Tlak v uložení čepu kleštiny	[MPa]
p_D	Dov. míjivé napětí v tlaku pro ocel 11 343	[MPa]
p_j	Jmenovitý tlak přímočarého hydromotoru	[MPa]
p_{max}	Maximální tlak přímočarého hydromotoru	[MPa]
p_p	Pracovní tlak hydraulické ruky KRONOS	[MPa]
p_p	Tlak v uložení čepu pláště přímočarého hydromotoru	[MPa]
p_t	Tlak v uložení čepu táhla	[MPa]
p_u	Tlak v uložení čepu pístnice	[MPa]
Q	Požadovaná nosnost	[kg]
Q_1	Potřebný průtok přímočarého hydromotoru	[L/min]

Q_d	Tíhová síla dřeva působící ve středu průřezu kleštiny	[N]
Q_r	Tíhová síla hydraulické ruky působící v těžišti	[N]
Q_v	Tíhová síla vyvážecího vleku působící v těžišti	[N]
Q_z	Tíhová síla zátěže působící v těžišti	[N]
Q_z	Požadovaný průtok pro přímočarý hydromotor	[m ³ /s]
R_1	Poloměr řezu 1	[mm]
s	Stabilita stroje	[-]
S_k	Konstrukční průřez kleštiny	[m ²]
S_p	Plocha pístu přímočarého hydromotoru	[mm ²]
S_s	Skutečný průřez kleštiny	[m ²]
S_t	Plocha průřezu táhla kleštiny	[mm ²]
S_t	Teoretický průřez kleštiny	[m ²]
t_1	Doba otevírání drapákové kleštiny	[min]
V_d	Objem nabíraného dřeva	[m ³]
V_h	Objem hydraulické náplně přímočarého hydromotoru	[L]
v_{max}	Maximální rychlost pístnice	[m/s]
v_p	Rychlost pístnice	[m/s]
W_{o1}	Modul průřezu v ohybu v řezu 1	[mm ³]
W_{o2}	Modul průřezu v ohybu v řezu 2	[mm ³]
W_{o3}	Modul průřezu v ohybu v řezu 3	[mm ³]
x_t	Vzdálenost polohy těžiště hyd. ruky od bodu překlopení	[m]
x_v	Vyložení hydraulické ruky od bodu překlopení	[m]
Z	Zdvih přímočarého hydromotoru	[mm]
λ_1	Štíhlost táhla kleštiny	[-]
λ_2	Štíhlost táhla kleštiny	[-]
λ_k	Kritická štíhlost táhla kleštiny	[-]
ρ	Měrná hmotnost dřeva	[kg/m ³]
σ	Napětí v táhlu kleštiny	[MPa]
σ_{Do}	Dov. míjivé napětí v ohybu pro ocel 11 343	[MPa]
σ_k	Mez pružnosti	[MPa]
τ_D	Dov. míjivé napětí ve smyku pro ocel 11 600	[MPa]
τ_D	Dov. míjivé napětí ve smyku pro ocel 11 700	[MPa]
τ_s	Smykové napětí působící na čep	[MPa]
ω_1	Úhel řezu 1	[°]

10 Seznam obrázků

- Obr. 1 Schéma plochy průřezu kleštiny
- Obr. 2 Model drapákové kleštiny
- Obr. 3 Kronos, vyvážecí vlek 100H s hydraulickou rukou 4000
- Obr. 4 Schéma rotátoru GR 30 PF
- Obr. 5 Přímočarý hydromotor ZH2
- Obr. 6 Schéma přímočarého hydromotoru
- Obr. 7 Schéma rovnováhy sil pro přímočarý hydromotor
- Obr. 8 Oko pístnice přímočarého hydromotoru
- Obr. 9 Oko pláště přímočarého hydromotoru
- Obr. 10 Mazací hlavice kulová přímá
- Obr. 11 Rovnováha sil na vnitřní kleštinu
- Obr. 12 Kontrola průřezu kleštiny
- Obr. 13 Rozměry kleštiny v řezu 1
- Obr. 14 Zatížení čepu pístnice
- Obr. 15 Zatížení čepu pláště přímočarého hydromotoru
- Obr. 16 Síla působící na čep uložení kleštiny
- Obr. 17 Schéma uložení čepu kleštiny
- Obr. 18 Schéma uložení čepu táhla
- Obr. 19 Schéma táhla v řezu
- Obr. 20 Schéma vyvážecí soupravy
- Obr. 21 Přípustné zatížení hydraulické ruky

11 Seznam příloh

Výkresová dokumentace

Trubka vnitřní	4-P23-01
Kleština	2-P23-02
Plech kleštiny 1	4-P23-03
Společný plech 1	4-P23-04
Kroužek táhla 1	4-P23-05
Plech pčhm a táhla 1	4-P23-06
Kroužek pčhm a táhla	4-P23-07
Plech pčhm	4-P23-08
Plech kleštiny	4-P23-09
Trubka vnější	4-P23-10
Plech kleštiny 2	4-P23-11
Společný plech 2	4-P23-12
Plech pčhm a táhla 2	4-P23-13
Kroužek pčhm	4-P23-14
Čep kleštiny	4-P23-15
Zajištění čepu 1	4-P23-16
Čep pčhm	4-P23-17
Zajištění čepu 2	4-P23-18
Čep pčhm a táhla	4-P23-19
Čep táhla	4-P23-20
Táhlo	4-P23-21
Kroužek táhla	4-P23-22
Kryt maznice	4-P23-23
Kluzné pouzdro táhla	4-P23-24
Strana rámu	3-P23-25
Spodní plech rámu	4-P23-26
Vrchní plech rámu	4-P23-27
Pouzdro rámu vnitřní	4-P23-28
Pouzdro rámu vnější	4-P23-29
Kleština vnitřní (sestava)	1-P23-01-S
Kleština vnější (sestava)	1-P23-02-S
Čep kleštiny (sestava)	4-P23-03-S
Čep pčhm (sestava)	4-P23-04-S
Čep pčhm a táhla (sestava)	4-P23-05-S

Čep táhla (sestava)	4-P23-06-S
Svařené táhlo (sestava)	3-P23-07-S
Táhlo (sestava)	3-P23-08-S
Rám kleštiny (sestava)	2-P23-09-S
Drpákové kleštiny (sestava)	0-P23-10-S

