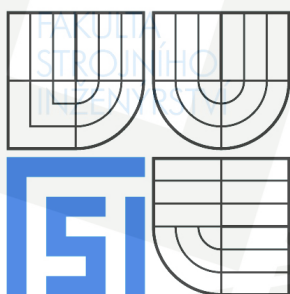


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MANIPULÁTOR PRO ZAKLÁDÁNÍ VÁLCŮ

MANIPULATOR FOR CYLINDER HEELING

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MIROSLAV KADLEC

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Miroslav Kadlec

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Manipulátor pro zakládání válců

v anglickém jazyce:

Manipulator for cylinder heeling

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukční řešení manipulátoru pro zakládání válců do kartáčovacího stroje.

Technické parametry manipulátoru:

Nosnost 1000kg

Podélná délka pojezdu 3,9m

Příčná délka pojezdu 3,2m

Výška zdvihu 0,5m

Cíle diplomové práce:

Proved'te návrh řešení, proved'te funkční výpočty základních částí a mechanismů, proved'te pevnostní kontrolu vybraných částí manipulátoru.

Nakreslete výkresovou dokumentaci sestavy manipulátoru a další výkresovou dokumentaci dle pokynů vedoucího práce.

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem „manipulátoru pro zakládání válců“. Tento manipulátor je součástí komplexu kartáčovacího stroje, který není součástí mé diplomové práce. Pomocí manipulátoru je umožněna výměna válců z kartáčovacího stroje.

Výpočtová část zahrnuje výpočet pojezdového ústrojí, zdvihového ústrojí, elektro-pohonů. Dále je řešen výpočet hlavních konstrukčních prvků.

Součástí diplomové práce je samozřejmě částečná výkresová dokumentace v rozsahu sestav hlavních částí manipulátoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

manipulátor pro zakládání válců, podélný pojezd, příčný pojezd, zdvih

SUMMARY

This diploma thesis discusses a proposal of "a manipulator for casting of cylinders". This manipulator is a part of a brushing machine complex, which is not a part of my diploma thesis. With the aid of the manipulator it is possible to exchange cylinders of brushing machines.

The computational section includes calculations of traversing mechanism, stroke mechanism and electric drive. Furthermore, a calculation of the main constructional elements is solved.

One part of the diploma thesis is, indeed, dedicated to the partial graphic documentation, which is in the range of the assembly reports of the manipulator main parts.

KEY WORDS

manipulator for cylinder heeling, longitudinal travel, traverse travel, stroke

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KADLEC, M. *Manipulátor pro zakládání válců*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 90 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně na základě uvedené literatury pod vedením vedoucího diplomové práce.

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

V Brně dne 29.5.2009

.....

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat pracovníkům firmy Kovofiniš KF, s.r.o., jmenovitě Ing. Jiřímu Kalhotkovi a Ing. Františku Kovandovi za poskytnuté informace a konzultace. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za odborné vedení diplomové práce. V neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině, která mě v mém úsilí po celou dobu studia podporovala.

OBSAH

1. ÚVOD	10
1.1 Zaměření práce.....	10
1.2 Rozdělení manipulátorů.....	10
2. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	11
2.1 Celkové řešení.....	11
2.2 Vozík podélného pojezdu	12
2.3 Příčník.....	13
2.4 Držák pojezdu KULI	15
2.5 Doraz	16
2.6 Reakční páka.....	16
2.7 Vozík příčného pojezdu.....	17
2.8 Hnací příčný pojezd.....	20
2.9 Hnaný příčný pojezd	21
2.10 Rám vozíku příčného pojezdu.....	22
2.11 Vozík zdvihu	24
2.12 Rám vozíku zdvihu.....	26
3. FUNKČNÍ VÝPOČTY MANIPULÁTORU.....	28
3.1 Výpočet pojezdového ústrojí podélného pojezdu	28
3.1.1 Určení sil působících na kola podélného pojezdu	28
3.1.2 Návrh podélného pojezdu	28
3.1.3 Základní parametry pro výpočet pojezdu	30
3.1.4 Výpočet přípustného tlaku na kolo podélného pojezdu.....	31
3.1.5 Výpočet maximálního kontaktního tlaku.....	32
3.1.6 Návrh motoru podélného pojezdu	34
3.1.6.1 Výpočet tažné síly.....	34

3.1.6.2 Výkon motoru při ustálené pojízďecí rychlosti	35
3.1.6.3 Volba motoru podélného pojezdu.....	35
3.1.6.4 Kontrola motoru podélného pojezdu	36
3.1.6.5 Výkon motoru podélného pojezdu na konci rozjíždění	39
3.2 Výpočet pojezdového ústrojí příčného pojezdu.....	40
3.2.1 Určení sil působících na pojezdová kola vozíku příčného pojezdu	40
3.2.2 Výpočet poháněcích pojezdových kol příčného pojezdu	41
3.2.2.1 Návrh poháněcích kol příčného pojezdu.....	41
3.2.2.2 Parametry pro výpočet poháněcího kola	42
3.2.2.3 Výpočet přípustného tlaku na poháněcí kolo	42
3.2.2.4 Výpočet maximálního kontaktního tlaku	44
3.2.2.5 Kontrola ložisek příčného pojezdu	46
3.2.3 Výpočet poháněných kol příčného pojezdu	48
3.2.3.1 Návrh poháněných kol příčného pojezdu.....	48
3.2.3.2 Parametry pro výpočet poháněného kola	49
3.2.3.3 Výpočet přípustného tlaku na poháněné kolo	49
3.2.3.4 Výpočet maximálního kontaktního tlaku	51
3.2.3.5 Kontrola ložisek příčného pojezdu	53
3.2.4 Návrh motoru příčného pojezdu.....	55
3.2.4.1 Výpočet tažné síly.....	55
3.2.4.2 Výkon motoru při ustálené pojízďecí rychlosti	56
3.2.4.3 Volba motoru příčného pojezdu	56
3.2.4.4 Kontrola motoru příčného pojezdu	57
3.2.4.5 Výkon motoru příčného pojezdu na konci rozjíždění.....	60
3.3 Určení zdvihu	61
3.4 Výpočet hřídele hnacích kol příčného pojezdu.....	63
3.4.1 Výpočet reakcí v uložení a maximálního ohybového momentu.....	63
3.4.2 Kroutící moment na hřídeli	64
3.4.3 Výpočet napětí v jednotlivých průřezích	64
3.4.4 Kontrolní výpočty v jednotlivých průřezích	68
3.4.5 Závěr pevnostního výpočtu.....	70

3.5 Kontrola per na hřídeli hnacího příčného pojezdu.....	70
3.5.1 Měrný tlak ve styku pera s hřídelem a nábojem kola	70
3.5.2 Měrný tlak ve styku pera s hřídelem a elektro-převodovkou.....	71
3.5.3 Měrný tlak ve styku pera s hřídelem a nábojem hřídelové spojky	72
3.6 Výpočet hřídelové spojky namáhané na krut.....	72
3.7 Výpočet hlavních nosníků	73
3.8 Výpočet profilu U100.....	75
4. PEVNOSTNÍ KONTROLA.....	76
5. ZÁVĚR.....	80
6. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	81
7. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	82
8. SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE.....	85
9. PŘÍLOHY.....	86

1. ÚVOD

1.1 Zaměření práce

Diplomová práce se zabývá návrhem manipulátoru pro zakládání válců. Tento manipulátor je součástí mořicí kontinuální linky pro firmu VIZ Jekatěrinburg. Pomocí manipulátoru je umožněna výměna kartáčovacích válců z kartáčovacího stroje. Kartáčovací stroj má 8 pozic, ve kterých jsou tyto válce uloženy. Kartáčovací stroj není součástí mé diplomové práce.

Ve výpočtové části bych se chtěl zaměřit na návrh a výpočty pojezdového a zdvihového ústrojí manipulátoru. Také bych chtěl řešit pevnostní kontrolu hlavních konstrukčních prvků s ohledem na rozsah diplomové práce.

1.2 Rozdělení manipulátorů

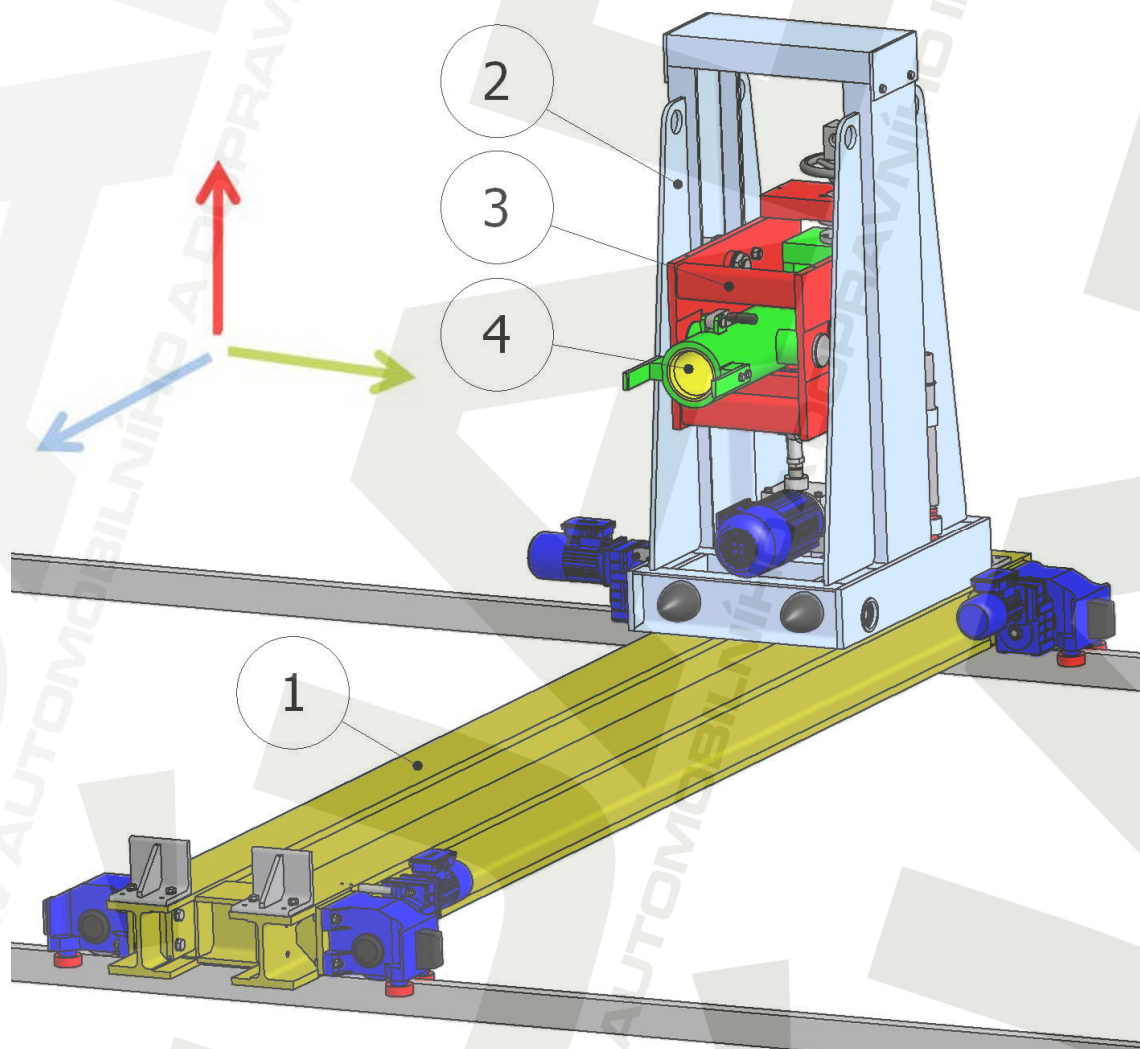
Manipulátory jsou stroje a zařízení, které slouží k přepravě materiálu. Rozlišujeme je podle různých hledisek, například:

- z hlediska manipulovaného materiálu
 - pro sypké hmoty
 - pro kusový materiál
 - pro kapaliny a plyny
- z hlediska časové spojitosti pracovního procesu
 - kontinuálně a periodicky pracující prostředky (elevátory)
 - cyklicky pracující prostředky (jeřáby)
- z funkčního hlediska
 - zdvihací zařízení (jeřáby, výtahy)
 - dopravní a transportní zařízení
 - skladovací zařízení
 - a další

2. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

2.1 Celkové řešení

Celkové konstrukční řešení je vidět na obr. 1. Z obrázku je patrné, jaké pohyby bude manipulátor konat. Jedná se o podélný pohyb (ve směru zelené šipky, poz.1) podél kartáčovacího stroje, kam budou zakládány příslušné válce. Dále se jedná o příčný pohyb (ve směru modré šipky, poz.2) a také o zdvih (ve směru červené šipky, poz.3). Dále ještě manipulátor koná mírné naklápění (poz.4), kvůli přesnému založení válce do kartáčovacího stroje. Šipky barevně souvisí s barvami manipulátoru.



Obr. 1 Manipulátor s vyznačenými hlavními směry pohybu

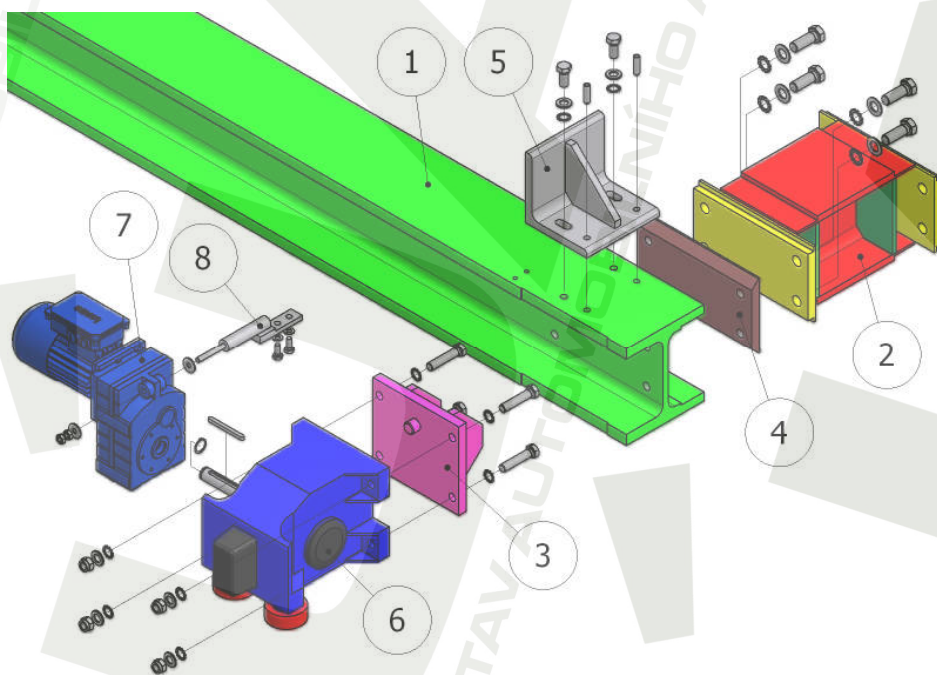
1 – podélný pojezd 2 – příčný pojezd 3 – zdvihaná část 4 – naklápěcí část

2.2 Vozík podélného pojezdu

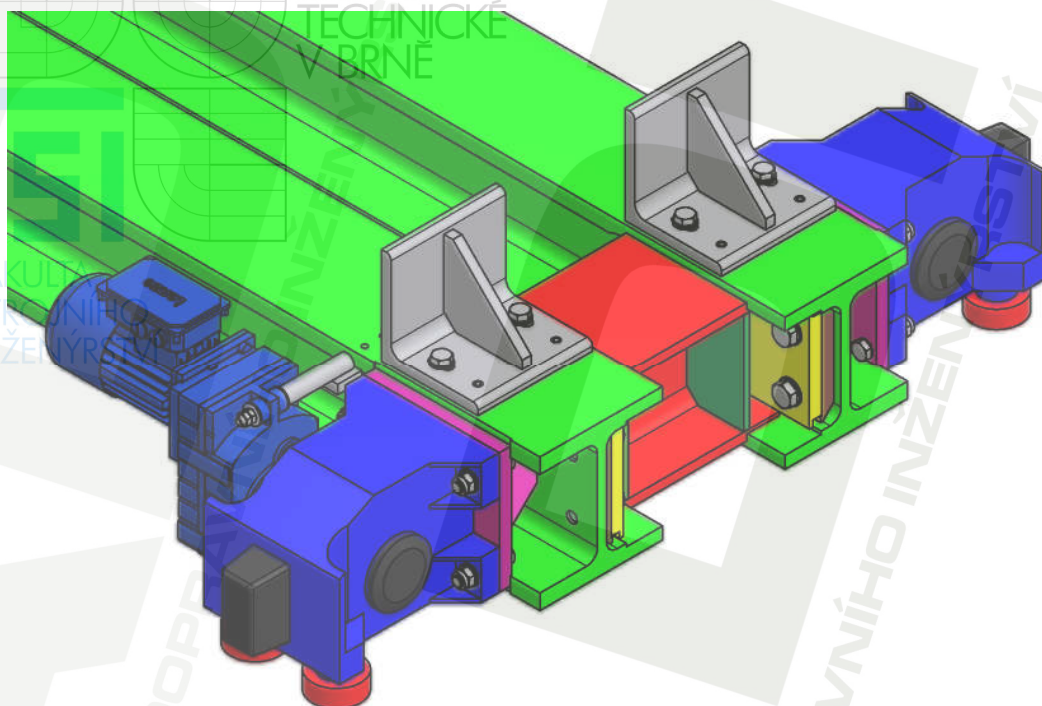
Spojení nosníků je zřejmé z obr. 2 a 3. K hlavnímu nosníku (poz.1) je přivařen držák pojezdu (poz.3) a ofrézovaný plech (poz.4). K tomuto plechu (poz.4) je přišroubován příčník (poz.2). Konstrukce příčníku je popsána dále. K držáku pojezdu je přišroubován pojezd KULI typ K20 (poz.6) a na hřídel pojezdu je nasazen pohon od firmy KULI (poz.7). Tento pohon je spojen s pojezdem pomocí těsného pera. Pro zachycení momentu je pohon uchycen pomocí silentbloků a pomocí reakční páky (poz.8) k hlavnímu nosníku. Dále jsou k hlavnímu nosníku přišroubovány koncové dorazy (poz.5).

Tabulka 1

Pozice	Název	Polotovar	Norma	Materiál
1	Profil	IPBv200	DIN 1025 - 4	11 373
4	Ofrézovaný plech	P22	DIN EN 10029	11 373
2	Příčník	TYTO POZICE JSOU JEDNOTLIVĚ POPSÁNY NÍŽE		
3	Držák pojezdu			
5	Doraz			
6	Pojezd KULI			
7	Pohon LENZE			
8	Reakční páka			



Obr. 2 Spojení hlavních nosníků (rozložené)



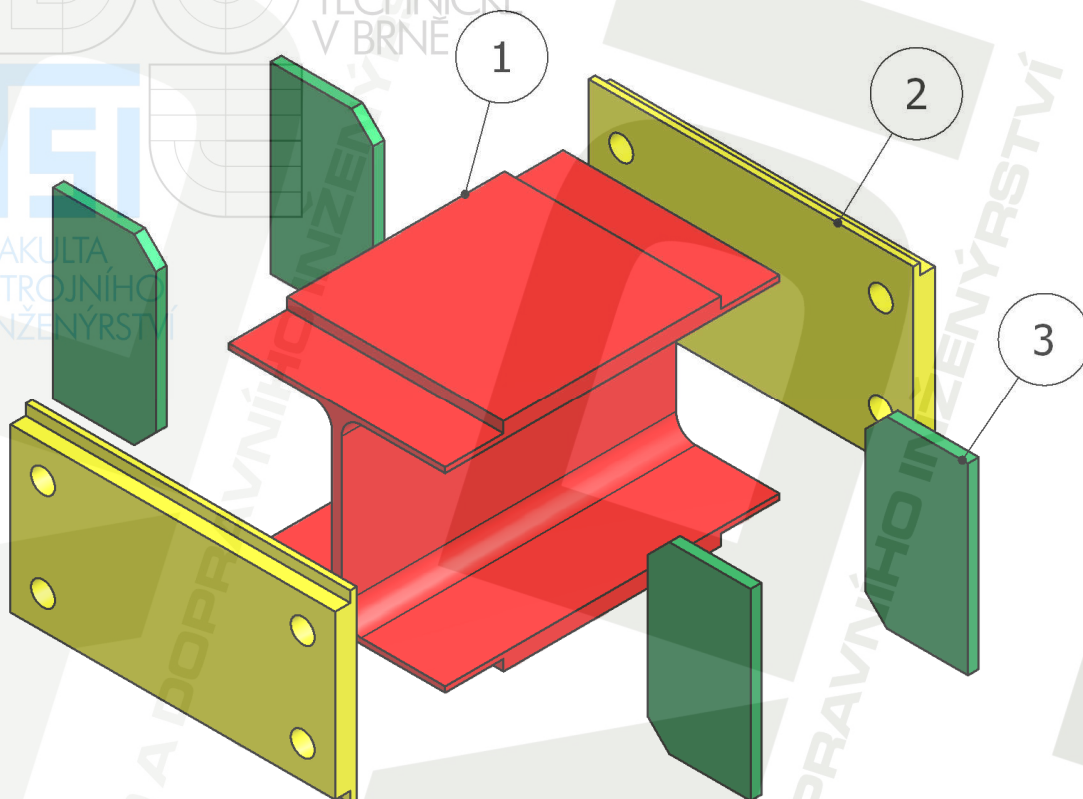
Obr. 3 Spojení hlavních nosníků (složené)

2.3 Příčník

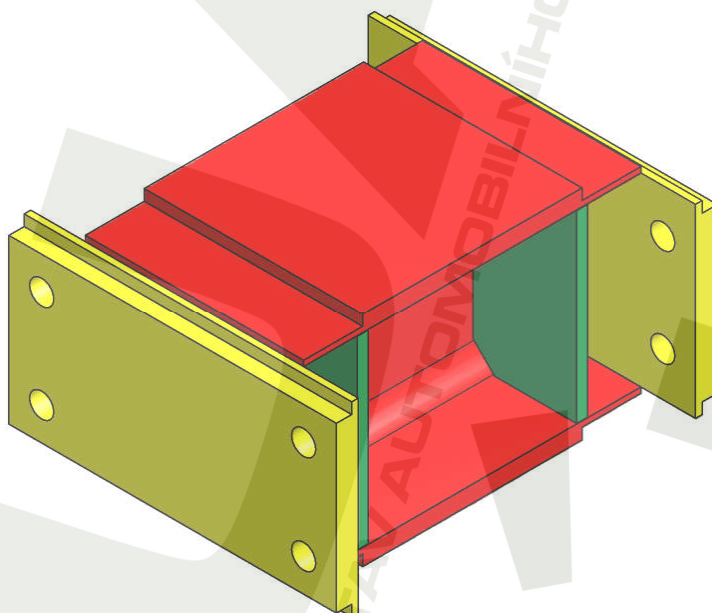
Příčník je vidět na obr. 4 a 5. Skládá se z válcovaného profilu (poz.1). Na tento profil jsou přivařeny ofrézované čelní plechy (poz.2) a dále jsou do nosníku přivařeny 4 výztuhy (poz.3).

Tabulka 2

Pozice	Název	Polotovar	Norma	Materiál
1	Profil	IPB 200	DIN 1025 - 2	11 373
2	Čelní plech	P20	DIN EN 10029	11 373
3	Výztuha	P10	DIN EN 10029	11 373



Obr. 4 Příčník (rozložený)



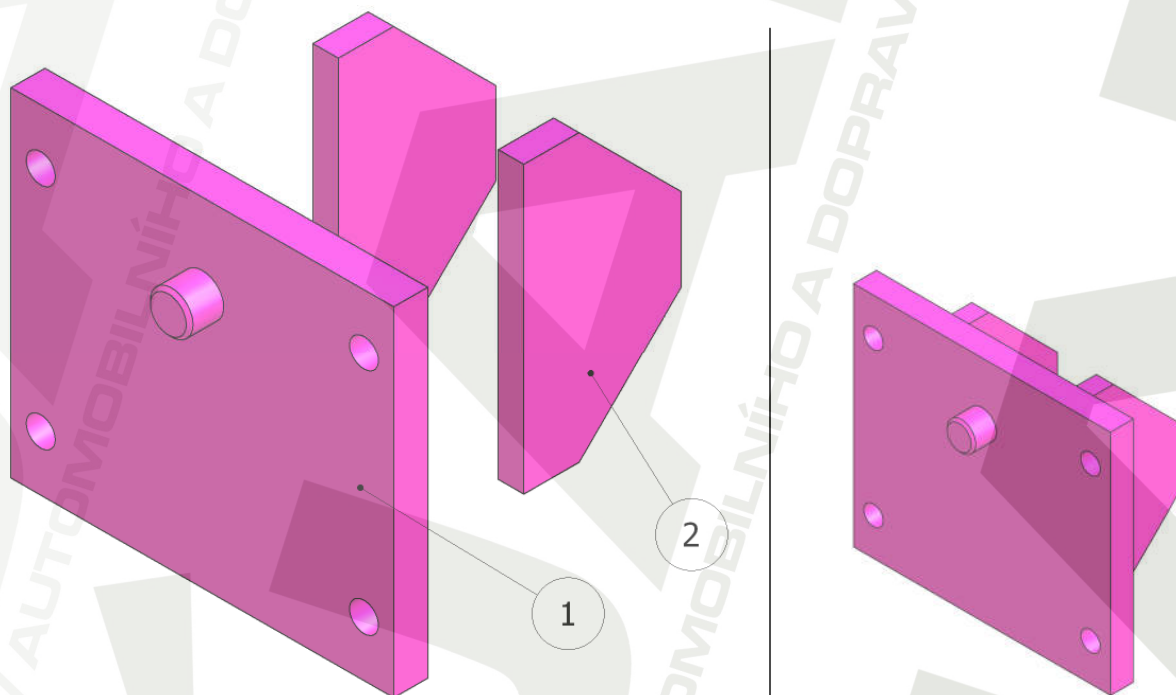
Obr. 5 Příčník (složený)

2.4 Držák pojezdu KULI

Držák pojezdu (obr. 6) se skládá z desky pojezdu (poz.1), která je dodávána stejně jako pohon, firmou KULI. Na desku jsou přivařeny výztuhy (poz.2).

Tabulka 3

Pozice	Název	Polotovár	Norma	Materiál
1	Deska Kuli	dodáno firmou KULI		11 373
2	Výztuha	P15	DIN EN 10029	11 373



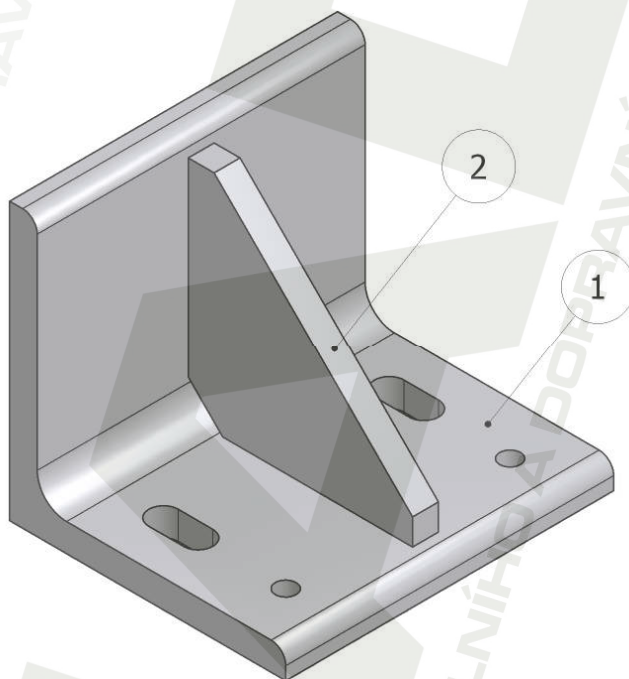
Obr. 6 Držák pojezdu KULI

2.5 Doraz

Pro zajištění dojezdu vozíku příčného pojezdu do krajní polohy, jsou zde 4 dorazy (obr. 7). Doraz se skládá z profilu L (poz.1), do kterého je navařena výztuha (poz.2).

Tabulka 4

Pozice	Název	Polotovar	Norma	Materiál
1	Profil	L200x200x16	ČSN 42 5541	11 523
2	Výztuha	P15	DIN EN 10029	11 523



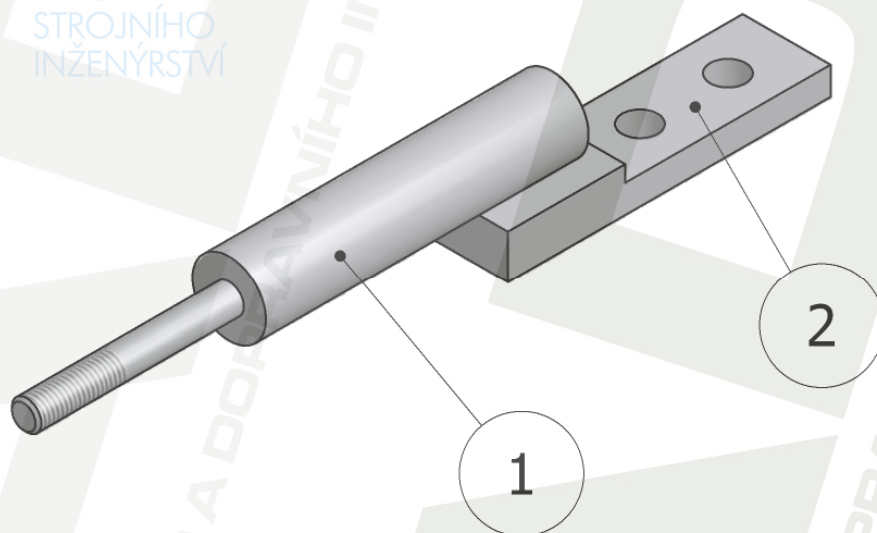
Obr. 7 Doraz

2.6 Reakční páka

Jak již bylo uvedeno, reakční páka (obr. 8) zachycuje moment od elektro-pohonu podélného pojezdu. Skládá se z tyče kruhového průřezu (poz.1), která má na konci závit M10. Tyč je přivařena k plechu (poz.2). Plech má v sobě otvory pro šrouby, kterými se reakční páka připevní k hlavnímu nosníku podélného pojezdu.

Tabulka 5

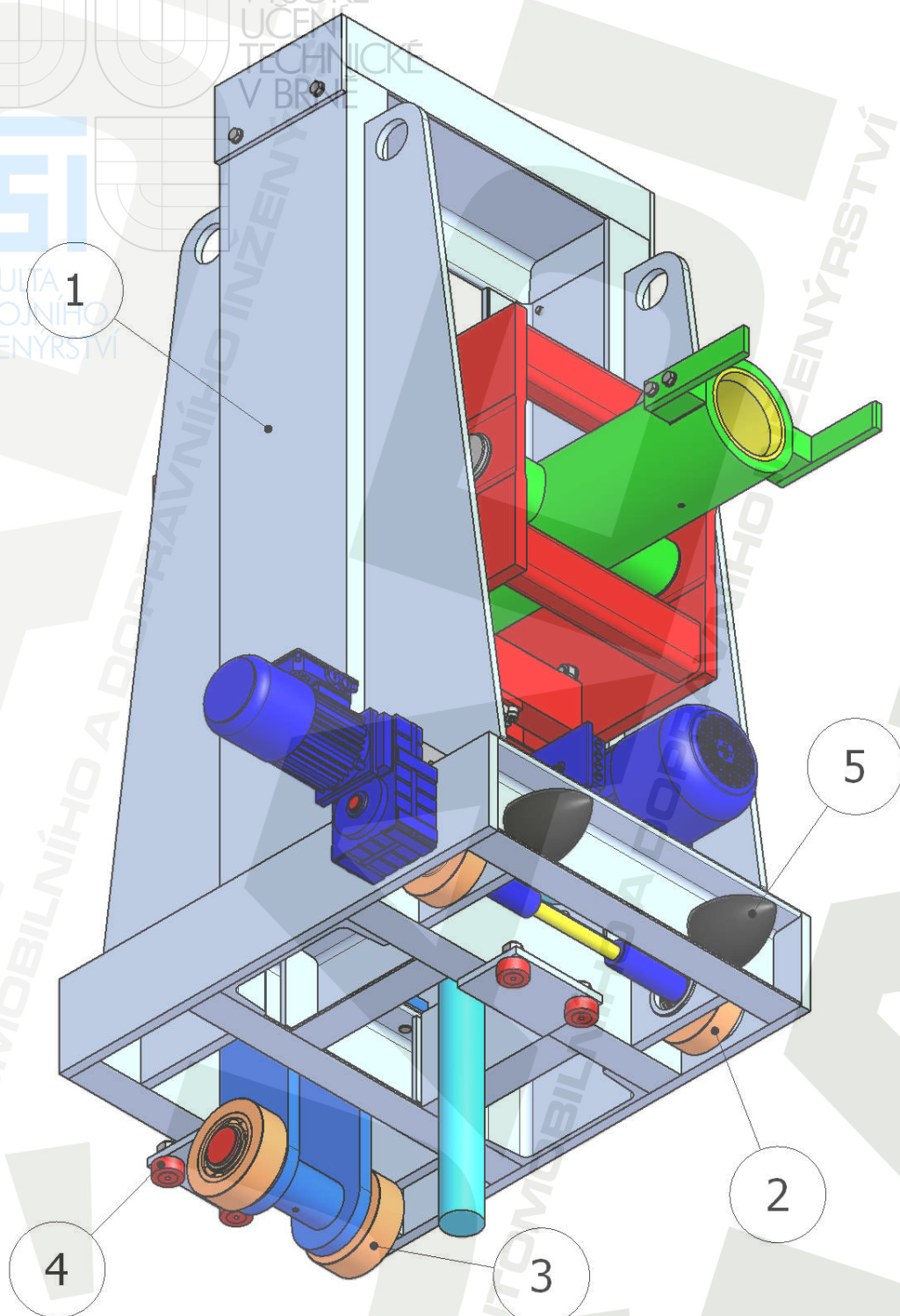
Pozice	Název	Polotovár	Norma	Materiál
1	Tyč	Ø25 (M10)	ČSN 42 5510	11 523
2	Plech	Pl 15	ČSN 42 5522	11 523



Obr. 8 Reakční páka

2.7 Vozík příčného pojezdu

Hlavní části vozíku příčného pojezdu (obr. 9) jsou rám vozíku (poz.1), hnací příčný pojezd (poz.2), hnaný příčný pojezd (poz.3), vodící kladky (poz.4) a silentbloky (poz.5). Příčný vozík pojíždí po dvou hlavních nosnících na čtyřech pojezdových kolech. Vozík je veden po hlavních nosnících pomocí vodících kladek (poz.4), které jsou umístěny (přišroubovány) ve spodní části vozíku. Způsob vedení pomocí těchto kladek je patrný z obr. 10.



Obr. 9 Vozík příčného pojezdu

1 – rám vozíku příčného pojezdu

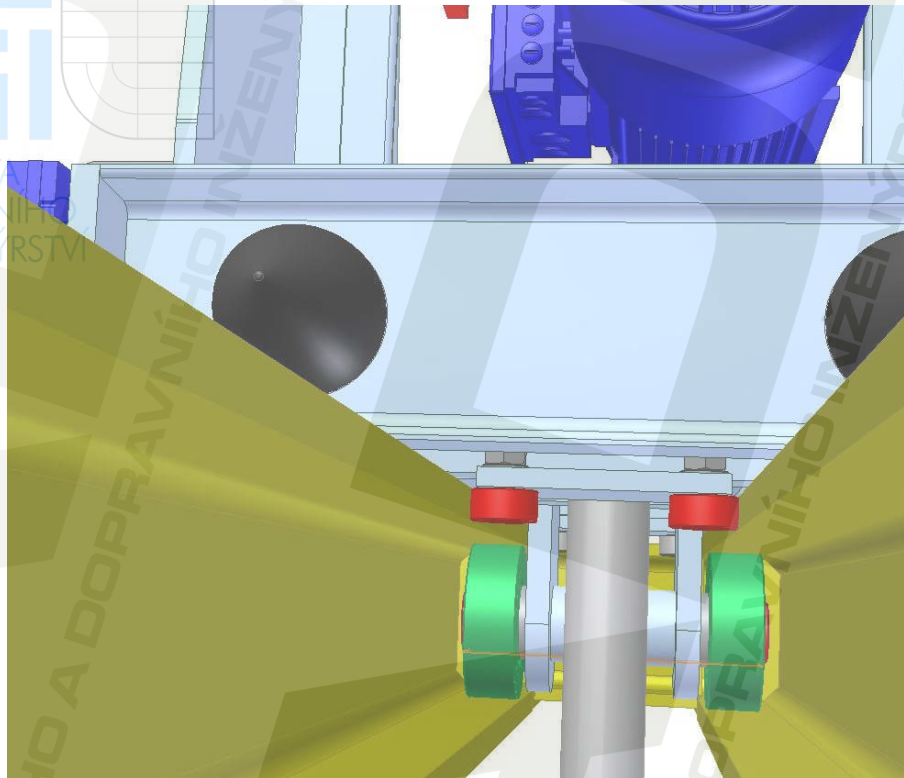
3 – poháněná kola

2 – poháněcí kola

4 – vodící kladky

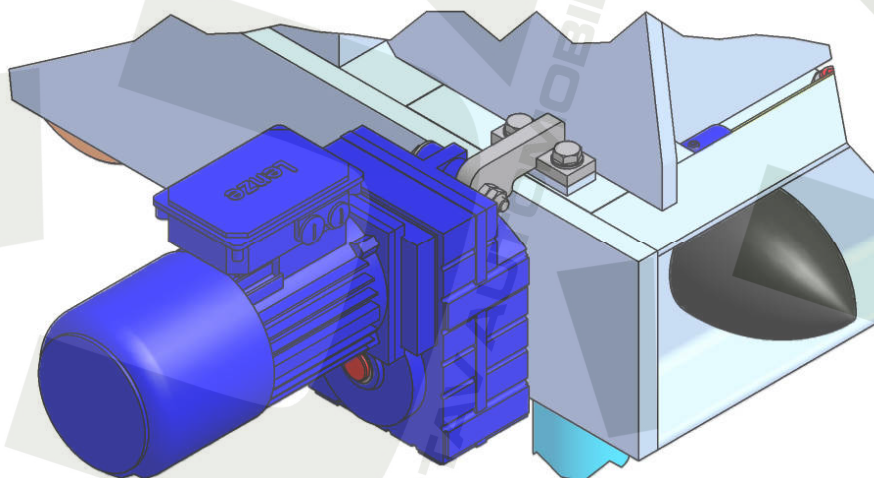
5 – silentblok ULMER

Hnací pojezd (poz.1) pojíždí po horní straně hlavních nosníků. Hnaný pojezd (poz.2) pojíždí uvnitř hlavních nosníků jak je vidět na obr. 10. Je to takto řešeno z důvodu zachycení klopného momentu, který bude vyvolán přepravovaným válcem.



Obr. 10 Pohled na hnaná kola příčného pojezdu

Řešení uchycení pohonu příčného pojezdu je vidět na obr. 11. Pohonná jednotka firmy LENZE je nasazena na hřídel poháněcích kol, zajištěna pomocí těsného pera a uchycena pomocí silentbloků a reakční páky pro zachycení momentu.



Obr. 11 Uchycení pohonu vozíku příčného pojezdu

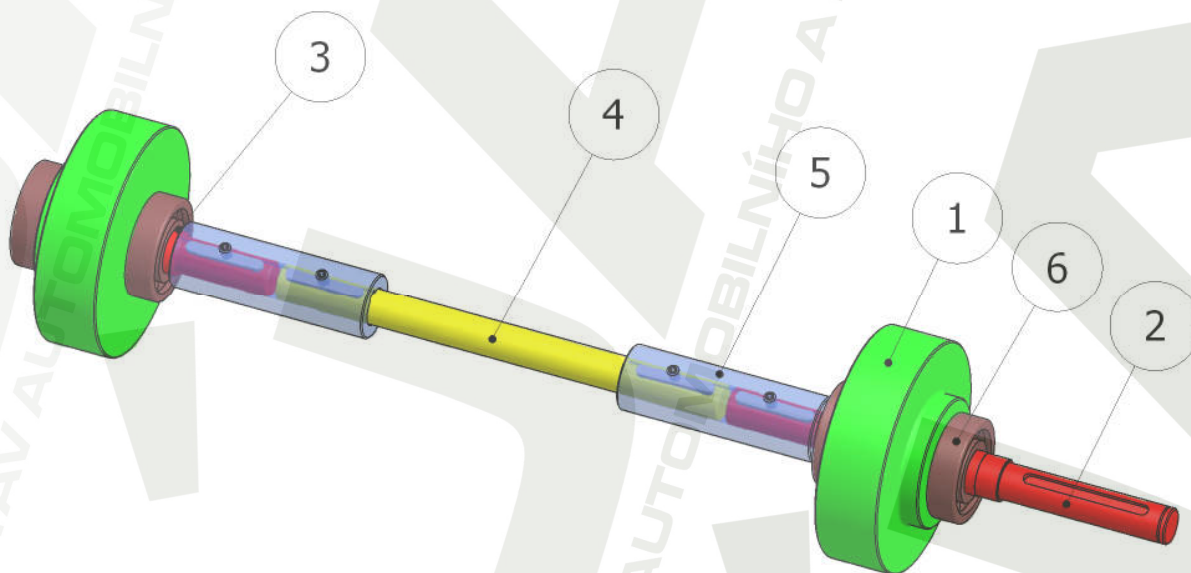
2.8 Hnací příčný pojezd

Hnací příčný pojezd je na obr. 12. Skládá se ze dvou hřídelí (poz.2 a 3), na kterých jsou uložena pojezdová kola (poz.1) a také valivá ložiska (poz.6). Kola jsou zajištěna pomocí těsného pera. Hřídele (poz.2 a 3) jsou spojeny pomocí spojovací hřídele (poz.4) a dvou hřídelových spojek (poz.5). Spojení je zajištěno pomocí těsných per. Hřídelové spojky jsou ještě navíc zajištěny proti osovému pohybu, každá dvěma stavěcími šrouby s hrotem s vnitřním šestihranem.

Kola jsou cementována a kalena na tvrdost 56 ± 2 HRC do hloubky 0,7mm. Kola jsou povrchově upravena (Fe-Zn10C).

Tabulka 6

Pozice	Název	Polotovár	Norma	Materiál
1	Pojezdové kolo	Ø180	ČSN 42 5510	14220
2,3	Hřídel	Ø45	ČSN 42 5510	11 600
4	Spojovací hřídel	Ø25h11	ČSN 42 6510	11500
5	Hřídelová spojka	Ø45h11	ČSN 42 6510	11500
6	Ložisko	6306	ČSN 02 4630	-



Obr. 12 Příčný pojezd hnací

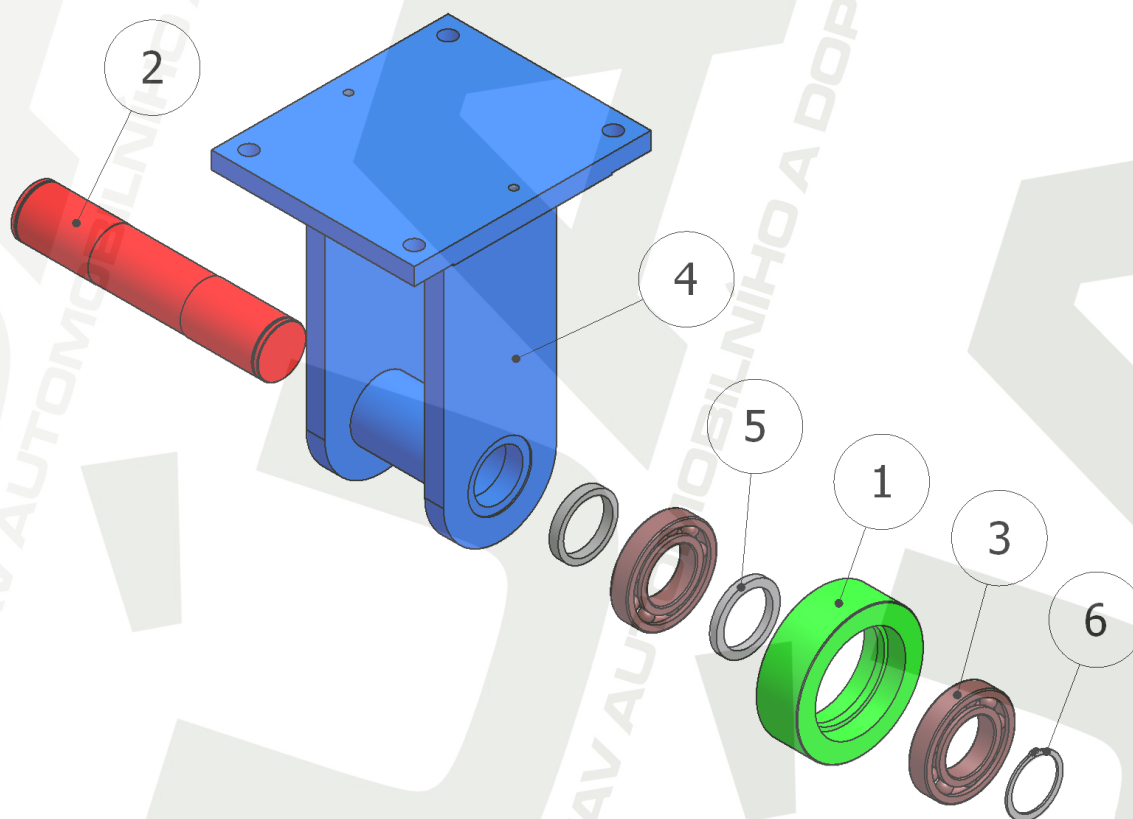
2.9 Hnaný příčný pojezd

Hnaný příčný pojezd je na obr. 13. Skládá se z rámu pojezdu (poz.4). V rámu je letmo uložen čep (poz.2). Na čepu je uloženo hnané pojezdové kolo (poz.1), které je na jednořadých kuličkových ložiskách jednostranně utěsněných (poz.3). Jsou zde také použity distanční kroužky (poz.5) a pojistné kroužky (poz.6).

Kola jsou opět cementována a kalena na tvrdost 56 ± 2 HRC do hloubky 0,7mm. Kola jsou povrchově upravena (Fe-Zn10C).

Tabulka 7

Pozice	Název	Polotovar	Norma	Materiál
1	Pojezdové kolo	Ø180	ČSN 42 5510	14220
2	Čep	Ø65	ČSN 42 5510	11 600
3	Ložisko	6213	ČSN 02 4640	-
4	Rám pojezdu	P25	DIN EN 10029	11523
5	Distanční kroužek	TR80x8	ČSN 42 5715	11 373
6	Pojistný kroužek	65	DIN 471	-



Obr. 13 Příčný pojezd hnaný

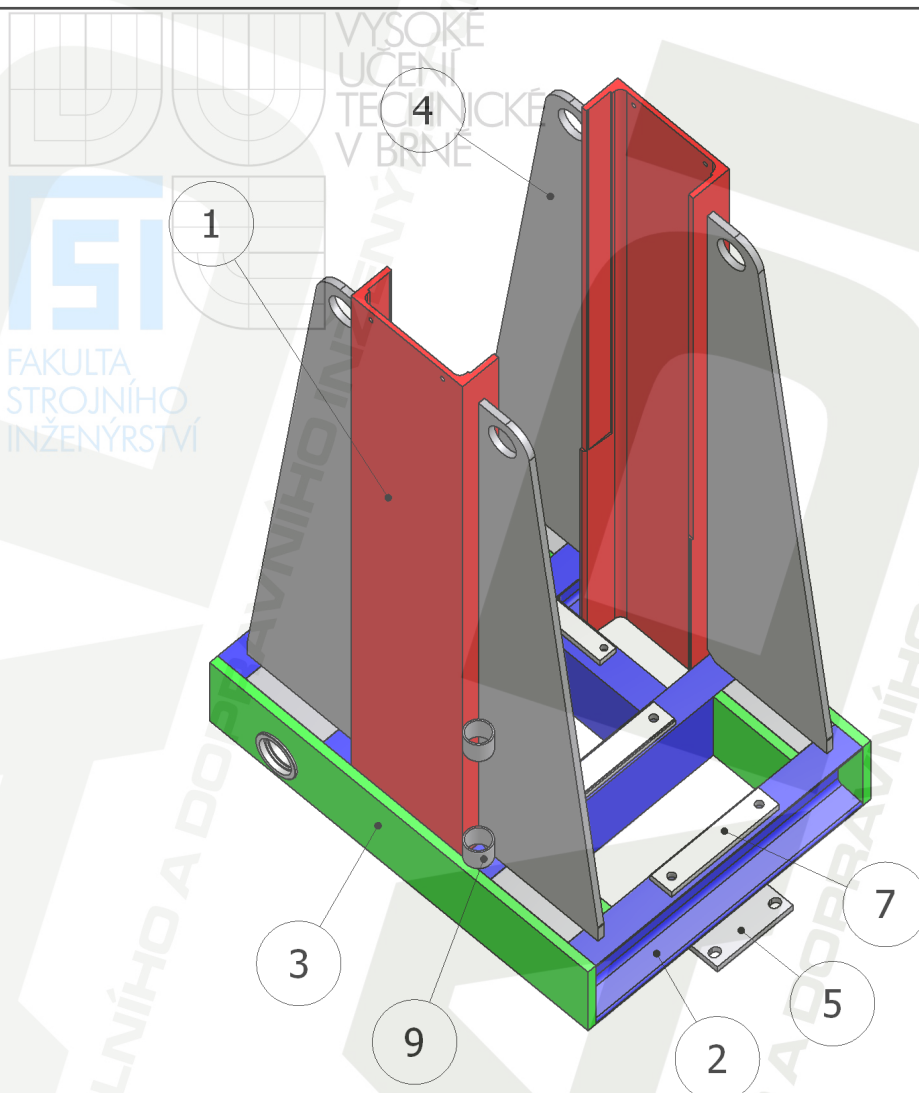
2.10 Rám vozíku příčného pojezdu

Maximální rozměry tohoto vozíku (délka x šířka x výška) 950 x 710 x 1620 [mm].

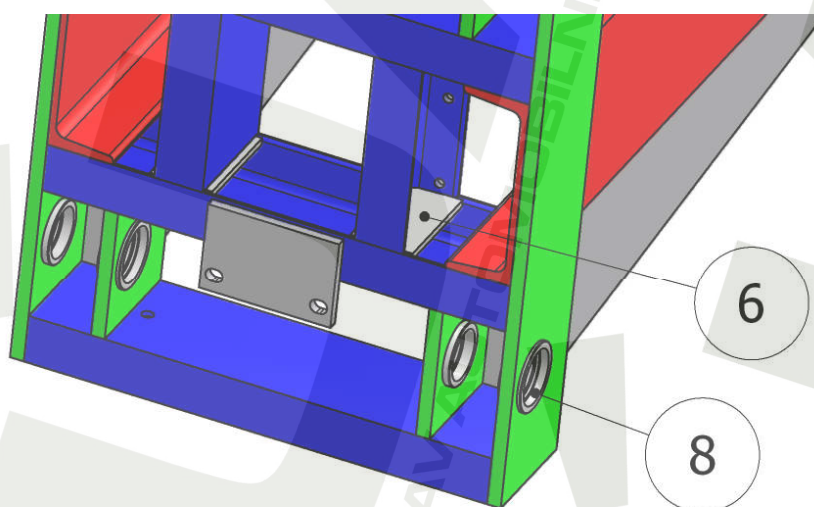
Rám vozíku příčného pojezdu obr. 14 a 15 se skládá z bočnic (poz.3). Mezi tyto bočnice jsou přivařeny příčky (poz.2). K bočnicím a příčkám jsou přivařeny stojiny (poz.1). Stojiny jsou uvnitř ofrézovány. Frézování samozřejmě probíhá až po celkovém svaření rámu vozíku. Po těchto ofrézovaných plochách se budou pohybovat pojízďecí kladky vozíku zdvihu (uvedeno dále). Stojiny jsou vyztuženy výztuhami (poz.4). Tyto výztuhy mají v sobě otvory pro snadnější manipulaci celého příčného vozíku při montáži. K příčkám jsou přivařeny plechy vodících kladek (poz.5). Dále jsou zde přivařeny podložky (poz.7) kvůli zesílení materiálu, z důvodu dostatečné délky závitu. Na tyto podložky bude přišroubována zdvižná převodovka a hnaný příčný pojezd. Také jsou zde přivařena pouzdra (poz.8). V těchto pouzdrech bude uložena hřídel na valivých ložiskách. Jednoduché úchyty (poz.9) slouží pro uložení páky, která bude sloužit pro manipulaci naklápacího mechanismu.

Tabulka 8

Pozice	Název	Polotovár	Norma	Materiál
1	Stojina	U280	DIN 1026	11 523
2	Příčka	U180	DIN 1026	11 523
3	Bočnice	P20	DIN EN 10029	11 523
4	Výztuha	P15	DIN EN 10029	11 523
5	Plechy vodících kladek	P18	DIN EN 10029	11 523
6	Plechy pro přivaření příček	P10	DIN EN 10029	11 523
7	Podložky	P18	DIN EN 10029	11 523
8	Pouzdra	TR102x18	ČSN 42 5715	11 523
9	Úchytky pro uložení páky	TR57x3,6	ČSN 42 5715	11 523



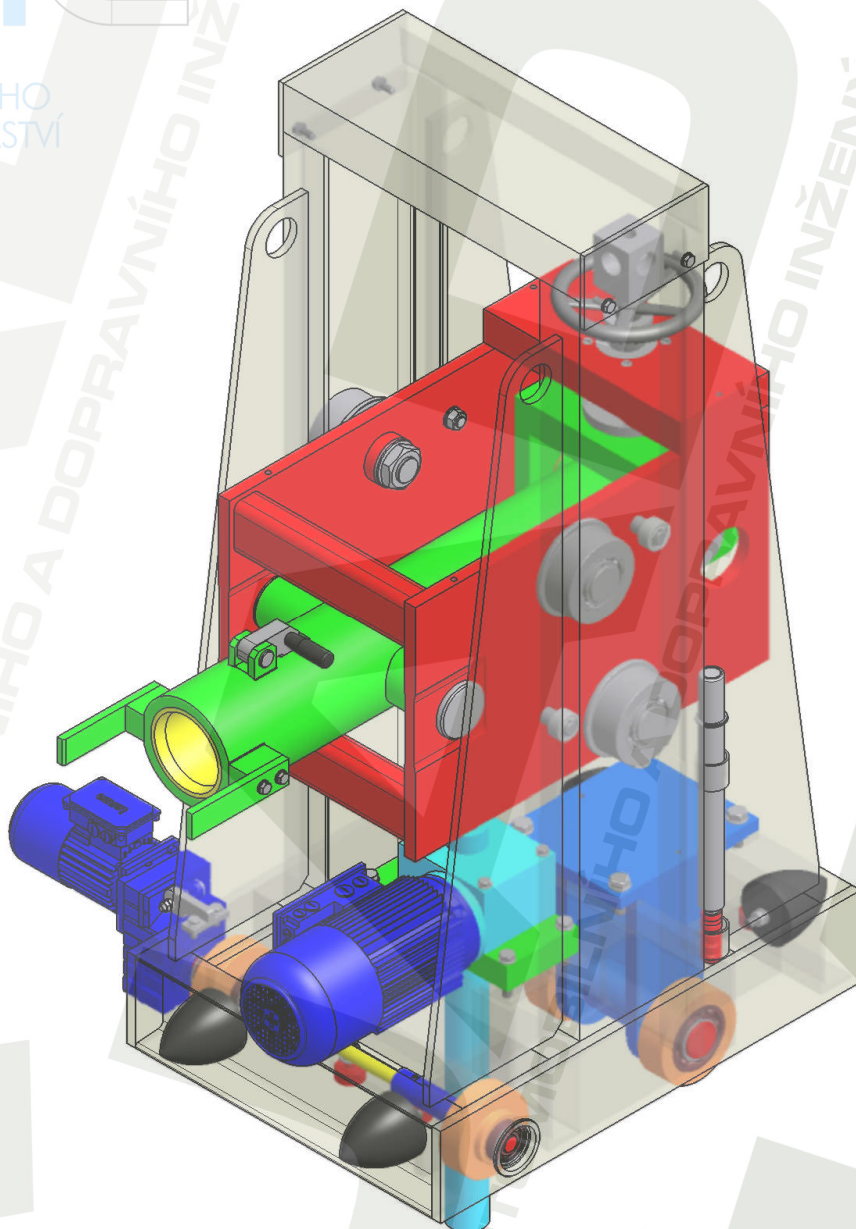
Obr. 14 Rám vozíku příčného pojezdu – konstrukce (pohled 1)



Obr. 15 Rám vozíku příčného pojezdu – konstrukce (pohled 2)

2.11 Vozík zdvihu

Zdvih je řešen pomocí zdvižné převodovky UNIMEC a motoru LENZE. Vozík zdvihu je veden kladkami, které pojíždí po vnitřních (ofrézovaných) plochách stojiny (profil U) příčného vozíku (obr. 16).



Obr. 16 Způsob vedení vozíku zdvihu

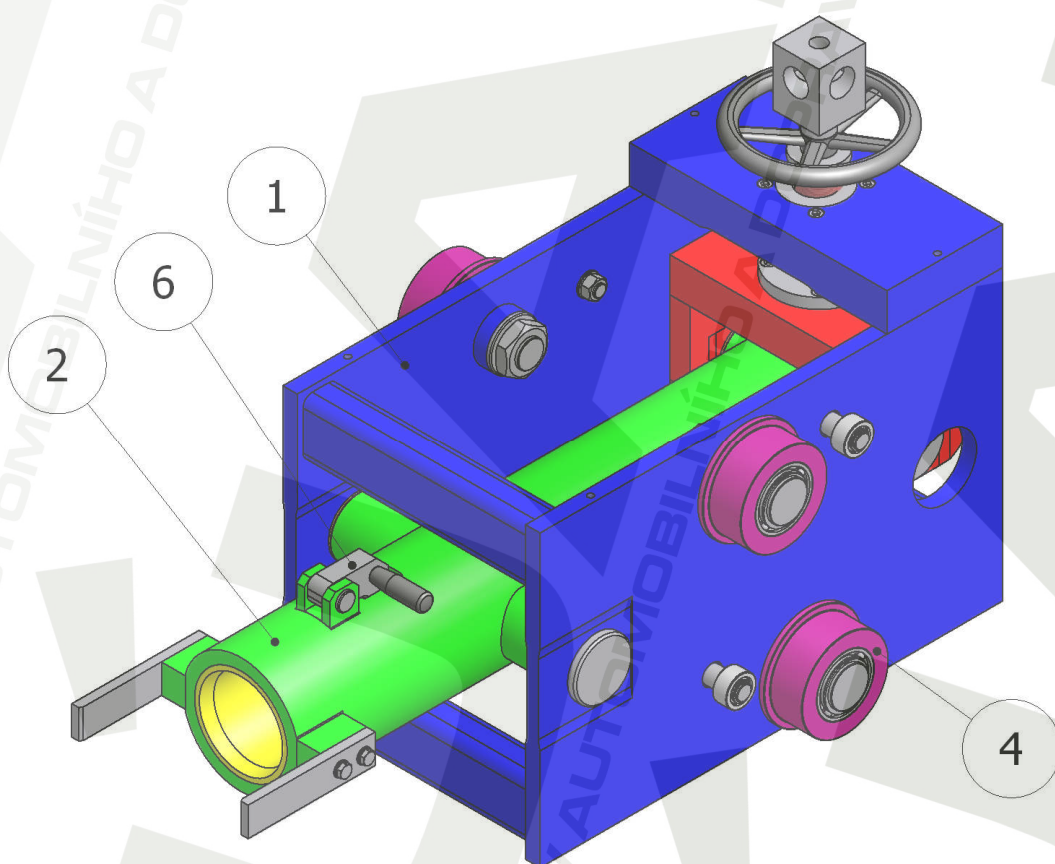
Vozík zdvihu je na obr. 17 a 18. Je složen z rámu (poz.1). V tomto rámu je otočně uloženo tělo držáku (poz.2). Do tohoto těla se zasune přepravovaný válec, který má na svém konci zápich. Na těle držáku je otočně uchycena západka (poz.6), která zapadne do zápichu ve válci

a válec zajistí. Tělo držáku je také otočně uloženo ve třmenu (poz.3), který je součástí naklápěcího celku. Na třmen je kolmo otočně uložen pohybový šroub s ručním kolem (poz.5).

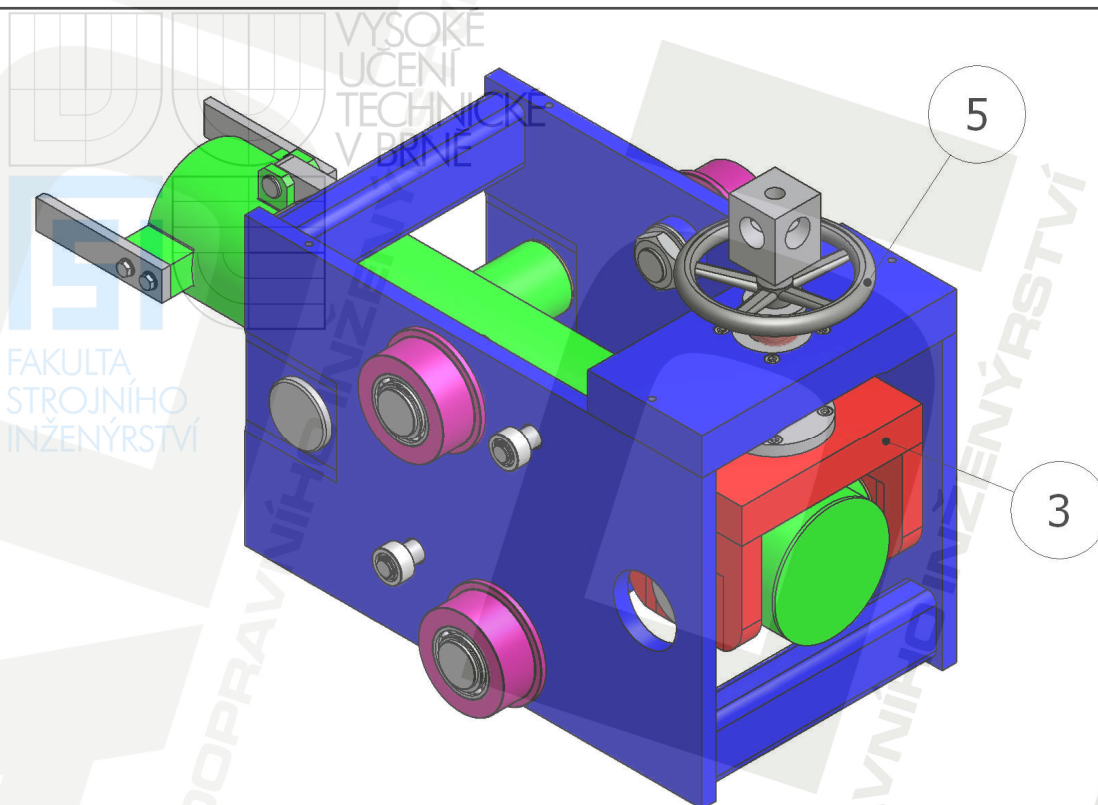
Pojezdové kladky jsou opět cementovány a kaleny na tvrdost 56 ± 2 HRC do hloubky 0,7mm. Kladky jsou povrchově upraveny (Fe-Zn10C).

Tabulka 9

Pozice	Název	Polotovár	Norma	Materiál
1	Rám vozíku zdvihu	TATO POZICE JE POPSÁNA NÍŽE		
2	Tělo držáku	TR219x25	ČSN 42 5715	11 523
3	Třmen	P35 a P65	DIN EN 10029	11 523
4	Pojezdové kladky	Ø180	ČSN 42 5510	14 220
5	Ruční kolo	Ø250	firma ULMER	-
6	Západka	P30	DIN EN 10029	11 373



Obr. 17 Vozík zdvihu (pohled 1)



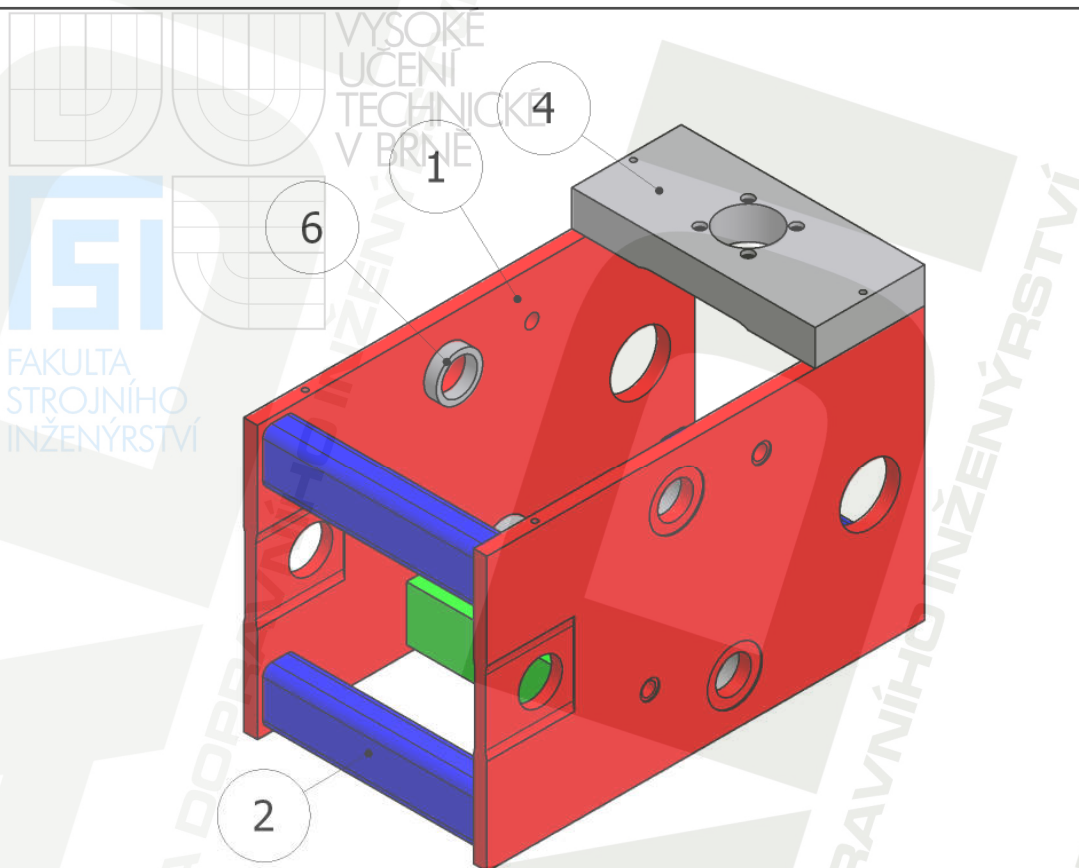
Obr. 18 Vozík zdvihu (pohled 2)

2.12 Rám vozíku zdvihu

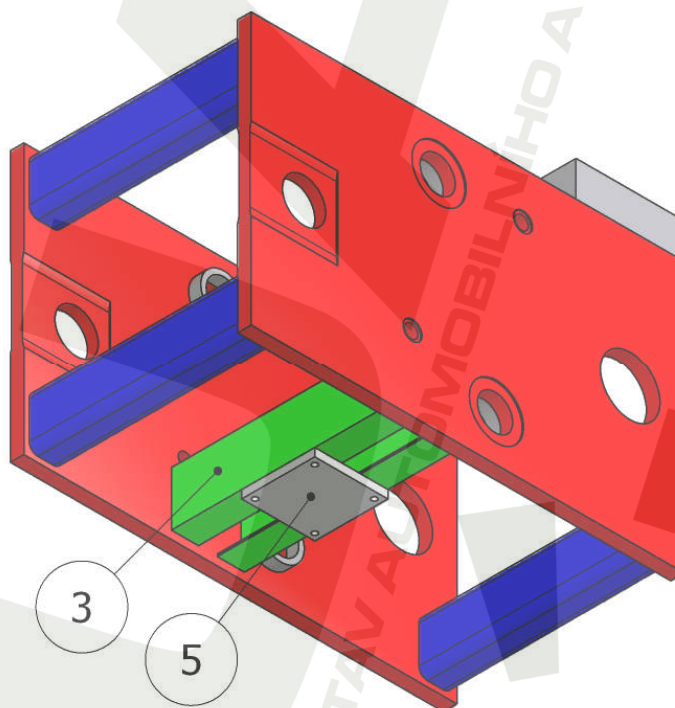
Rám vozíku zdvihu je na obr. 19 a 20. Skládá se z bočnic (poz.1), které jsou spojeny příčkami (poz.2 a 3) a také plechem (poz.4.), na kterém bude připevněn naklápací mechanismus. Dále je zde na příčky (poz.3) přivařen plech (poz.5), ke kterému bude přišroubována pohyblivá část zdvižné převodovky. Na bočnice jsou přivařena pouzdra (poz.6), která jsou po svaření vrtána a vystružována na potřebný rozměr.

Tabulka 10

Pozice	Název	Polotovár	Norma	Materiál
1	Bočnice	P25	DIN EN 10029	11 523
2	Příčky	JU100x60x6,3	DIN EN 10219-2	11 373
3	Příčky	U100	DIN 1026	11 373
4	Plech	P65	DIN EN 10029	11 523
5	Plech	P18	DIN EN 10029	11 523
6	Pouzdra	TR85x12	ČSN 42 5715	11 523



Obr. 19 Rám vozíku zdvihu (pohled 1)



Obr. 20 Rám vozíku zdvihu (pohled 2)

3. FUNKČNÍ VÝPOČTY MANIPULÁTORU

3.1 Výpočet pojezdového ústrojí podélného pojezdu

Všechny elektro-pohony, použité na manipulátoru, jsou řízeny frekvenčními měniči. Je to z důvodu používání mikro-pojezdů.

3.1.1 Určení sil působících na kola podélného pojezdu

- *Síla působící na kola podélného pojezdu (celkové zatížení):*

$$\begin{aligned} F_{k1} &= (m_{k1} + m_Q) \cdot g \\ F_{k1} &= 3,434 \cdot 10^4 \text{ N} \end{aligned} \tag{1}$$

- $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ - tíhové zrychlení
- $m_Q = 1000 \text{ kg}$ - maximální dovolená hmotnost břemene
- $m_{k1} = 2500 \text{ kg}$ - předpokládaná hmotnost manipulátoru

- *Síla působící na jedno kolo manipulátoru:*

$$\begin{aligned} F_{1k1} &= \frac{F_{k1}}{4} \\ F_{1k1} &= 8,584 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \tag{2}$$

$$F_{k1} = 3,434 \cdot 10^4 \text{ N} \quad \text{- síla působící na kola podélného pojezdu (celkové zatížení)}$$

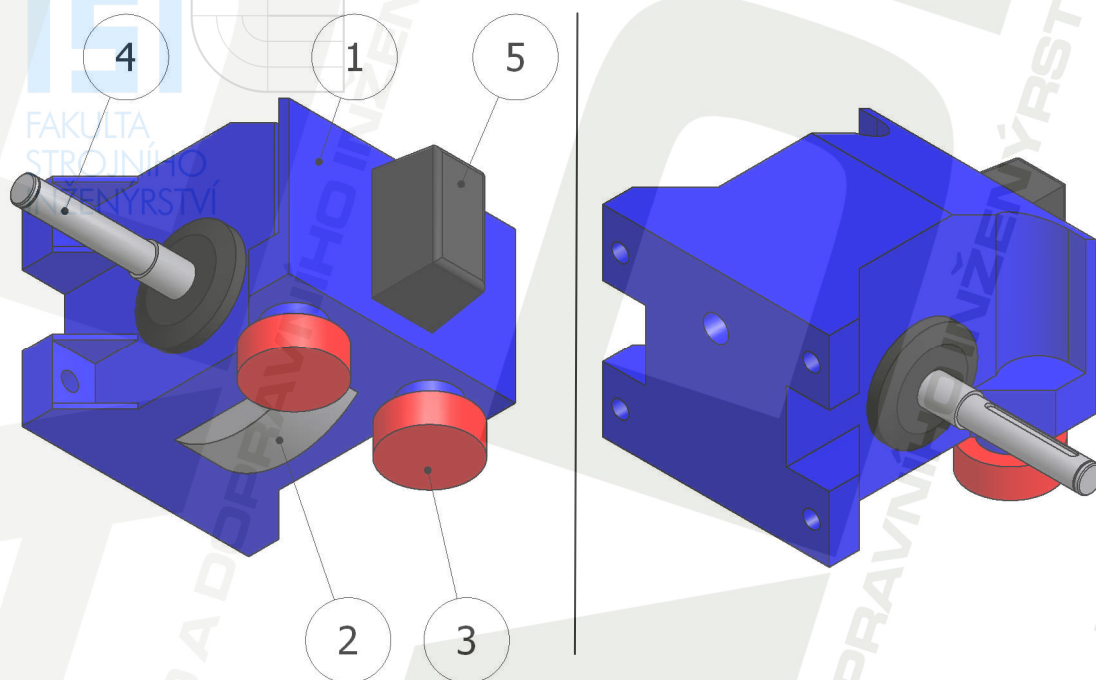
3.1.2 Návrh podélného pojezdu

Pro podélné pojíždění jsem použil pojezd od firmy KULI. Jedná se o dva pojezdy hnací (levý + pravý) a dva pojezdy hnané. Hnací pojezd levý a pravý se liší pouze výstupem hnacího hřídele. Hnací pojezd (levý) je vidět na obr. 21 a hnaný pojezd je vidět na obr. 22.

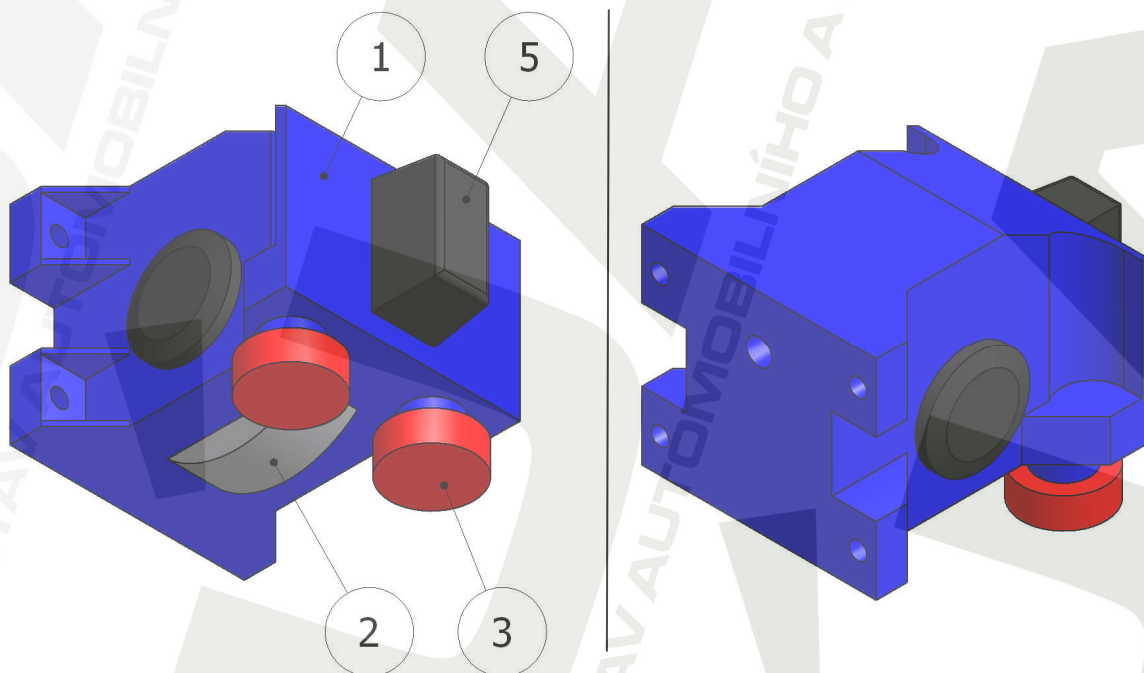
Pojezd se skládá z tělesa pojezdu, ve kterém je uložena hřídel na valivých ložiskách. Na této hřídeli je uloženo pojezdové kolo. Vodící kladky vedou pojezd po pojízďecím profilu, jak je vidět na obr. 23. Pojezdy jsou připevněny ke konstrukci pomocí šroubů M16 utažených na moment 240 Nm.

Pojezdy se skládají z (hlavní části):

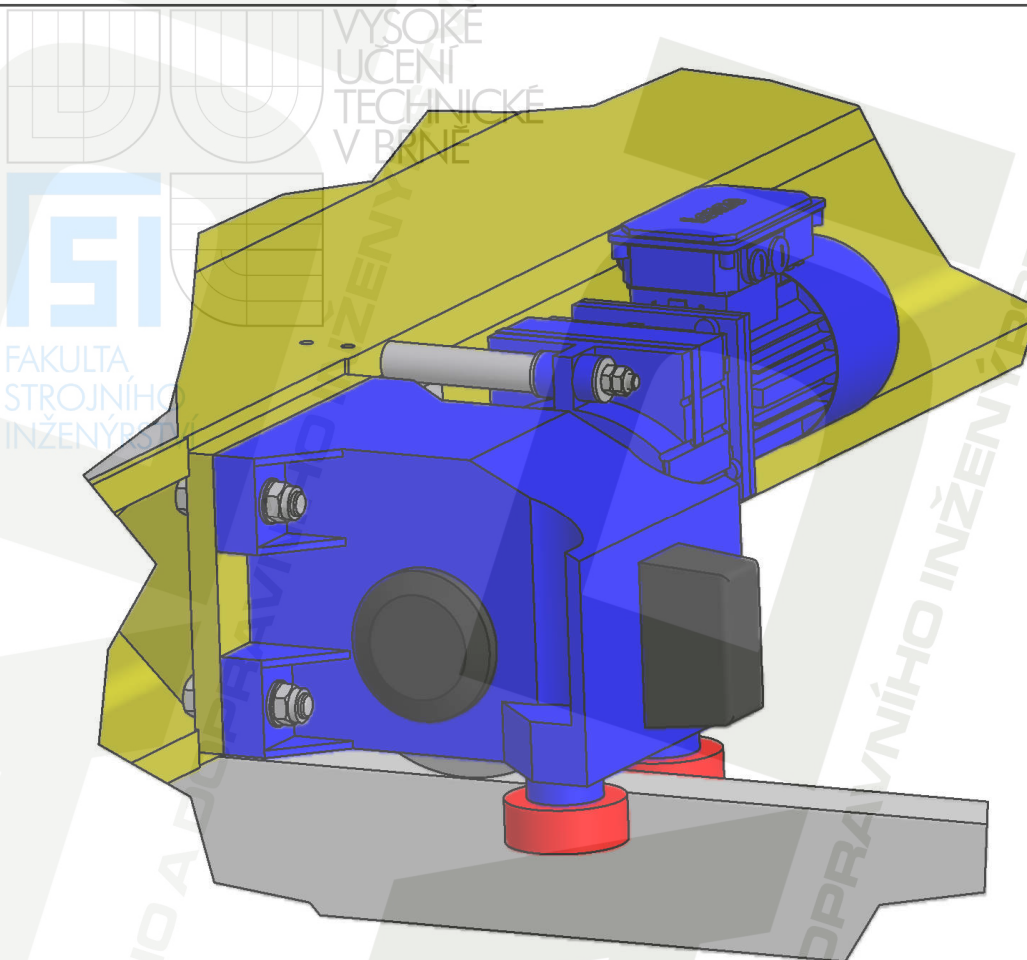
- | | | |
|---|--------------------|-------------------|
| 1 – těleso pojezdu | 2 – pojezdové kolo | 3 – vodící kladky |
| 4 – výstupní hřídel (pouze u hnacího pojezdu) | | 5 – doraz |



Obr. 21 Hnací pojezd firmy KULI – levý



Obr. 22 Hnaný pojezd firmy KULI



Obr. 23 Způsob vedení manipulátoru po pojízďčím profilu

3.1.3 Základní parametry pro výpočet pojezdu

Volím průměr a další rozměry pojezdového kola (tabulka 11):

Tabulka 11

Zn.	Název	Rozměr
D_1	průměr kola manipulátoru	$D_1 = 0,2 \text{ m}$
v_1	rychlost pojíždění manipulátoru	$v_1 = 20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
b_1	účinná šířka plochy pojíždění kola manipulátoru	$b_1 = 0,045 \text{ m}$
k_1	součinitel závislý na materiálu kola	$k_1 = 12 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

3.1.4 Výpočet přípustného tlaku na kolo podélného pojezdu

Účelem výpočtu únosnosti pojezdových kol je zajistit dostatečnou životnost s ohledem na určení manipulátoru a provozní podmínky.

- *Otáčky kola podélného pojezdu:*

$$n_{k1} = \frac{v_1}{\pi \cdot D_1} \quad (3)$$

$$n_{k1} = 31,831 \text{ min}^{-1}$$

$v_1 = 20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ - rychlost podélného pojezdu

$D_1 = 0,2 \text{ m}$ - průměr kola podélného pojezdu

- *Součinitel počtu otáček kola podélného pojezdu:*

$$f_{n1} = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_{k1}}} \quad \text{dle [1] str. 76} \quad (4)$$

$$f_{n1} = 1,015$$

$n_{k1} = 31,831 \text{ min}^{-1}$ - otáčky kola podélného pojezdu

- *Součinitel trvanlivosti:*

$$f_{h1} = \sqrt[3]{\frac{Y_n}{500}} \quad \text{dle [1] str. 76} \quad (5)$$

$$f_{h1} = 1,26$$

$Y_n = 1000$ - trvanlivost pro střední provoz dle [1] str. 76, tab. 8-9

- *Přípustný tlak na kolo podélného pojezdu:*

$$K_{\max 1} = D_1 \cdot b_1 \cdot k_1 \cdot \frac{f_{n1}}{f_{h1}} \quad \text{dle [1] str. 76} \quad (6)$$

$$K_{\max 1} = 8,702 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$K_{\max 1} \geq F_{1k1}$$

$$8,702 \cdot 10^4 \geq 8,584 \cdot 10^3 \text{ [N]}$$

KOLO VYHOVUJE

(7)

$$D_1 = 0,2 \text{ m}$$

- průměr kola podélného pojezdu

$$b_1 = 0,045 \text{ m}$$

- účinná šířka plochy kola podélného pojezdu

$$k_1 = 12 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

- součinitel závislý na materiálu kola

$$f_{m1} = 1,015$$

- součinitel počtu otáček kola podélného pojezdu

$$f_{h1} = 1,26$$

- součinitel trvanlivosti

$$F_{1k1} = 8,584 \cdot 10^3 \text{ N}$$

- síla působící na jedno kolo podélného pojezdu

3.1.5 Výpočet maximálního kontaktního tlaku

- Minimální zatížení kol manipulátoru (bez břemene):

$$F_{k1\min} = m_{k1} \cdot g$$

$$F_{k1\min} = 2,453 \cdot 10^4 \text{ N}$$

(8)

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

- tíhové zrychlení

$$m_{k1} = 2500 \text{ kg}$$

- předpokládaná hmotnost manipulátoru

- Minimální zatížení jednoho kola podélného pojezdu (bez břemene):

$$F_{1k1\min} = \frac{F_{k1\min}}{4}$$

$$F_{1k1\min} = 6,131 \cdot 10^3 \text{ N}$$

(9)

$$F_{k1\min} = 2,453 \cdot 10^4 \text{ N}$$

- minimální zatížení kol podélného pojezdu (bez břemene)

- Maximální zatížení jednoho kola podélného pojezdu (bez břemene):

$$F_{1k1\max} = F_{1k1}$$

$$F_{1k1\max} = 8,584 \cdot 10^3 \text{ N}$$

(10)

$$F_{1k1} = 8,584 \cdot 10^3 \text{ N}$$

- síla působící na jedno kolo podélného pojezdu

- *Ekvivalentní stálé zatížení jednoho kola podélného pojezdu:*

$$K_{E1} = \frac{F_{1k1\min} + 2 \cdot F_{1k1\max}}{3}$$

dle [1] str. 77

(11)

$$K_{E1} = 7,766 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{1k1\min} = 6,131 \cdot 10^3 \text{ N}$$

- minimální zatížení jednoho kola podélného pojezdu

$$F_{1k1\max} = 8,584 \cdot 10^3 \text{ N}$$

- maximální zatížení jednoho kola podélného pojezdu

- *Poloměr pojezdového kola podélného pojezdu:*

$$R_1 = \frac{D_1}{2}$$

(12)

$$R_1 = 0,1 \text{ m}$$

$$D_1 = 0,2 \text{ m}$$

- průměr kola manipulátoru

- *Maximální kontaktní tlak na kolo podélného pojezdu:*

$$p_{1\max} = 192 \cdot \sqrt{\frac{K_{E1}}{b_1 \cdot R_1 \cdot 10^6}}$$

dle [1] str. 77

(13)

$$p_{1\max} = 252,232 \text{ MPa}$$

$$K_{E1} = 7,766 \cdot 10^3 \text{ N}$$

- ekvivalentní stálé zatížení jednoho kola podélného pojezdu

$$b_1 = 0,045 \text{ m}$$

- účinná šířka plochy kola podélného pojezdu

$$R_1 = 0,1 \text{ m}$$

- poloměr kola podélného pojezdu

- *Kontrola přípustného maximálního tlaku na kolo podélného pojezdu:*

$$p_d = 0,31 \cdot HB$$

dle [1] str. 78

(14)

$$p_d = 558 \text{ MPa}$$

$HB = 1800$ - tvrdost podle Brinella dle [1] str. 78

$$p_d \geq p_{\max}$$

$$558 \geq 252,232 \quad [MPa]$$

KOLO VYHOVUJE (15)

$$p_d = 558 \text{ MPa}$$

- maximální přípustný tlak na kolo podélného pojezdu

$$p_{1\max} = 252,232 \text{ MPa}$$

- maximální kontaktní tlak na kolo podélného pojezdu

3.1.6 Návrh motoru podélného pojezdu

Pro výpočet motoru pojižděcího ústrojí je rozhodující momentová přetížitelnost.

3.1.6.1 Výpočet tažné síly

$$T_1 = \left[(m_Q + m_{k1}) \cdot g \right] \cdot \left[\left(\frac{e' + f_c \cdot r_1}{R_1} \right) + \left[\left(\frac{L_1}{800 \cdot l_1} \right) \cdot \chi \right] \right] \quad \text{dle [2] str. 16} \quad (16)$$

$$T_1 = 361,117 \text{ N}$$

$$m_Q = 1000 \text{ kg}$$

- maximální dovolená hmotnost břemene

$$m_{k1} = 2500 \text{ kg}$$

- předpokládaná hmotnost manipulátoru

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

- tíhové zrychlení

$$R_1 = 0,1 \text{ m}$$

- poloměr kola podélného pojezdu

$$L_1 = 4,295 \text{ m}$$

- rozchod kol podélného pojezdu

$$l_1 = 0,95 \text{ m}$$

- rozvor kol podélného pojezdu

$$r_1 = 0,02 \text{ m}$$

- poloměr čepu

$$e' = 0,3 \text{ mm}$$

- součinitel valivého odporu dle [2] str. 16, tab. 9

$$f_c = 0,015$$

- součinitel čepového tření dle [2] str. 16

$$\chi = 0,8$$

- součinitel vyjadřující způsob vedení podélného pojezdu dle [2] str. 16

3.1.6.2 Výkon motoru při ustálené pojízdné rychlosti

$$P_{01}' = \frac{T_1 \cdot v_{p1}}{\eta_c}$$

$$P_{01}' = 141,173 \text{ W} = 0,142 \text{ kW}$$

dle [2] str. 15

(17)

$$T_1 = 361,117 \text{ N}$$

- tažná síla podélného pojezdu překonávající pasivní odpory

$$v_{p1} = 0,333 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- pojízdná rychlost podélného pojezdu

$$\eta_c = 0,85$$

- celková mechanická účinnost

3.1.6.3 Volba motoru podélného pojezdu

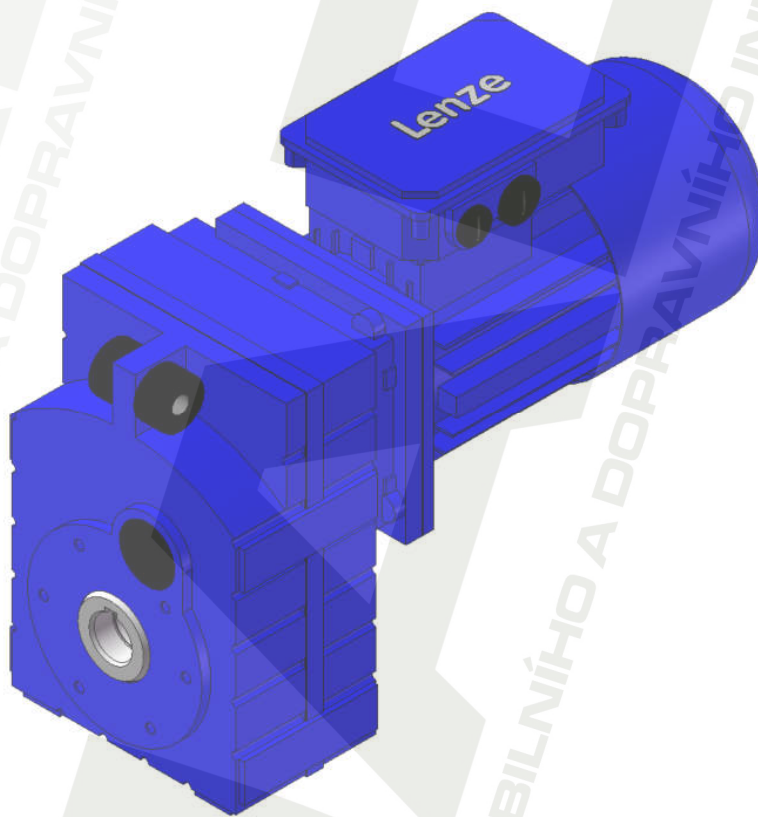
S ohledem na potřebný výkon volím pohonnou jednotku od firmy LENZE (obr. 24) typu:

PLOCHÁ ELEKTRO-PŘEVODOVKA GFL04-2M HDR 063C42
S ASYNCHRONNÍM MOTOREM

Tyto údaje jsem obdržel elektronickou poštou od firmy LENZE:

Typ:	GFL04-2M HDR 063C42
Motor:	MDEMABR 063-42
Druh motoru:	asynchronní
Jmenovitý výkon:	$P_{n1} = 0,25 \text{ kW}$
Jmenovitý točivý moment:	$M_{n1} = 1,70 \text{ Nm}$
Jmenovité otáčky:	$n = 1370 \text{ min}^{-1}$
Moment setrv. rotoru motoru	$I_1 = 0,00031 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$
Jmenovité napětí:	230 / 400 V $\pm$ 10%
Jmenovitý proud:	1,4 / 0,82 A
Jmenovitá frekvence:	$f = 50 \text{ Hz}$
Převodový poměr:	$i = 45,333$
Výstupní otáčky:	$n = 30 \text{ min}^{-1}$
Výstupní točivý moment:	$M = 77 \text{ Nm}$
Zatížitelnost:	$c = 2,24$

Chlazení:	vlastní ventilátor
Ochrana motoru:	termokontakt – rozpínací
Výstupní hřídel:	H – dutá hřídel 25
Tvar převodovky:	D – bez patek, bez centrování
Příruba na výstupní straně:	R – bez příruby
Mazivo:	CLP 460
Zachycení reakce toč. momentu:	pryžový silentblok
Druh brzdy:	pružinová brzda
Brzdný moment:	4 Nm



Obr. 24 Pohon od firmy LENZE

3.1.6.4 Kontrola motoru podélného pojezdu

Výpočet potřebných momentů, které mají vliv na rozjezd. V době rozjíždění bude motor překonávat následující momenty.

- *Moment pasivních odporů podélného pojezdu:*

$$M_{T1} = T_1 \cdot \frac{R_1}{i_1 \cdot \eta_c}$$

$$M_{T1} = 0,937 \text{ Nm}$$

dle [2] str. 17 (18)

$$T_1 = 361,117 \text{ N}$$

- tažná síla podélného pojezdu překonávající pasivní odpory

$$R_1 = 0,1 \text{ m}$$

- poloměr kola podélného pojezdu

$$i_1 = 45,333$$

- převodový poměr

$$\eta_c = 0,85$$

- celková mechanická účinnost

- *Moment síly větru:*

$$M_F = 0 \text{ N}$$

dle [2] str. 17 (19)

- *Moment síly od hmotnosti zatíženého manipulátoru na nakloněné rovině:*

$$M_m = 0 \text{ N}$$

dle [2] str. 17 (20)

- *Zrychlující síla podélného pojezdu:*

$$F_{zp1} = (m_Q + m_{k1}) \cdot \frac{v_{p1}}{t_a}$$

dle [2] str. 17 (21)

$$F_{zp1} = 388,5 \text{ N}$$

$$m_Q = 1000 \text{ kg}$$

- maximální dovolená hmotnost břemene

$$m_{k1} = 2500 \text{ kg}$$

- předpokládaná hmotnost manipulátoru

$$v_{p1} = 0,333 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- pojízďecí rychlost podélného pojezdu

$$t_a = 3 \text{ s}$$

- doba rozjezdu

- Moment zrychlujících sil hmotností manipulátoru přímočaře se pohybujících:

$$M_{zp1} = F_{zp1} \cdot \frac{R_1}{i_1 \cdot \eta_c}$$

dle [2] str. 17 (22)

$$M_{zp1} = 1,008 \text{ Nm}$$

$F_{zp1} = 388,5 \text{ N}$ - zrychlující síla podélného pojezdu

$R_1 = 0,1 \text{ m}$ - poloměr kola podélného pojezdu

$i_1 = 45,333$ - převodový poměr

$\eta_c = 0,85$ - celková mechanická účinnost

- Redukovaný moment setrvačnosti rotoru motoru podélného pojezdu:

$$I_{red1} = \alpha \cdot I_1$$

dle [2] str. 17 (23)

$$I_{red1} = 3,41 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$I_1 = 0,00031 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ - moment setrvačnosti rotoru motoru podélného pojezdu

$\alpha = 1,1$ - součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností kromě motoru dle [2] str. 17

- Moment zrychlujících sil podélného pojezdu:

$$M_{zr1} = I_{red1} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{t_a}$$

dle [2] str. 17 (24)

$$M_{zr1} = 3,571 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}$$

$n_1 = 30 \text{ min}^{-1} = 0,5 \text{ s}^{-1}$ - výstupní otáčky

$t_a = 3 \text{ s}$ - doba rozjezdu

- Celkový rozjezdový moment podélného pojezdu:

$$M_{rozj1} = (M_{T1} + M_F) \cdot \delta + M_m + M_{zp1} + M_{zr1}$$

dle [2] str. 17 (25)

$$M_{rozj1} = 1,946 \text{ Nm}$$

$$M_{T1} = 0,937 \text{ Nm}$$

- moment pasivních odporů podélného pojezdu

$$M_F = 0 \text{ N}$$

- moment síly větru

$$\delta = 1$$

- součinitel tlaku větru (venkovní manipulátory) dle [2] str. 16

$$M_m = 0 \text{ N}$$

- moment síly od hmotnosti zatížení manip. na nakloněné rovině

$$M_{zp1} = 1,008 \text{ Nm}$$

- moment zrychlujících sil hmotností přímočáře se pohybujících

$$M_{zr1} = 3,571 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}$$

- moment zrychlujících sil podélného pojezdu

- Porovnání celkového rozjezdového momentu a jmenovitého momentu motoru podélného pojezdu:

$$M_{rozj1} \leq 2 \cdot M_{n1}$$

$$1,946 \leq 3,4 \text{ [Nm]}$$

VYHOVUJE

dle [2] str. 18 (26)

$$M_{rozj1} = 1,946 \text{ Nm}$$

- celkový rozjezdový moment motoru podélného pojezdu

$$M_{n1} = 1,70 \text{ Nm}$$

- jmenovitý točivý moment motoru podélného pojezdu dle [3]

3.1.6.5 Výkon motoru podélného pojezdu na konci rozjíždění

- Výpočet potřebného rozjezdového výkonu podélného pojezdu:

$$P_{rozj1} = 2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot M_{rozj1}$$

$$P_{rozj1} = 0,367 \text{ kW}$$

dle [2] str. 18 (27)

$$M_{rozj1} = 1,946 \text{ Nm}$$

- celkový rozjezdový moment podélného pojezdu

$$n_1 = 30 \text{ min}^{-1}$$

- výstupní otáčky

- Porovnání celkového potřebného rozjezdového výkonu a výkonu motoru podélného pojezdu:

$$P_{rozj1} \leq 2 \cdot P_{n1}$$

$$0,367 \leq 0,5 \text{ [kW]}$$

VYHOVUJE

dle [2] str. 18 (28)

$P_{rozj1} = 0,367 \text{ kW}$ - potřebný rozjezdový výkon podélného pojezdu

$P_{n1} = 0,25 \text{ kW}$ - jmenovitý výkon motoru podélného pojezdu dle [3]

3.2 Výpočet pojezdového ústrojí příčného pojezdu

3.2.1 Určení sil působících na pojezdová kola vozíku příčného pojezdu

Při nezatíženém manipulátoru budou kola zatížena rovnoměrně vlastní hmotností vozíku. Při přepravě válce však budou nejvíce namáhána kola poháněcí, na které bude působit jak hmotnost přepravovaného válce, tak i vlastní hmotnost vozíku. Poháněná kola budou zachycovat pouze klopný moment vyvolaný přepravovaným válcem. Určení sil, které působí na kola je na obr. 25.

- Určení síly od břemena:

$$F = m_Q \cdot g$$

$$F = 9,81 \cdot 10^3 \text{ N}$$

(29)

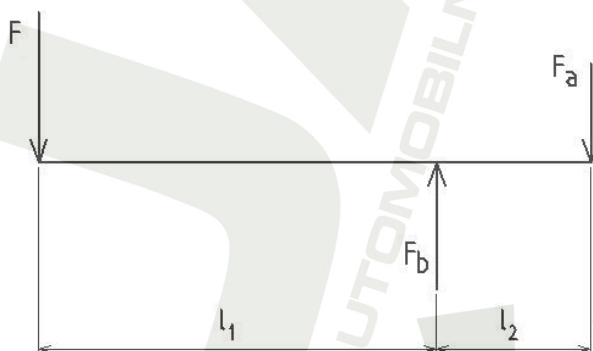
$$m_Q = 1000 \text{ kg}$$

- maximální dovolená hmotnost břemene

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

- tíhové zrychlení

- Určení sil, které působí na kola:



Obr. 25 Síly působící na kola

Síla působící na poháněcí kola:

$$\begin{aligned} -F_b \cdot l_1 + F \cdot (l_1 + l_2) &= 0 \quad \rightarrow \quad F_b = \frac{F \cdot (l_1 + l_2)}{l_2} \\ F_b &= 3,728 \cdot 10^4 \text{ N} \end{aligned} \quad (30)$$

Síla působící na poháněná kola: $-F_a \cdot l_2 + F \cdot l_1 = 0 \rightarrow F_a = \frac{F \cdot l_1}{l_2}$ (31)

$$\underline{F_a = 2,453 \cdot 10^4 \text{ N}}$$

$$F = 9,81 \cdot 10^3 \text{ N}$$

- síla od břemene

$$l_1 = 1,6 \text{ m}$$

- vzdálenost působíště síly od břemene a poháněcích kol

$$l_2 = 0,6 \text{ m}$$

- vzdálenost poháněcích a poháněných kol

3.2.2 Výpočet poháněcích pojezdových kol příčného pojezdu

- *Síla působící na poháněcí kola (celkové zatížení):*

Jak již bylo zmíněno, předpokládám, že největší zatížení bude na kola poháněcí, proto mám výpočet uzpůsoben tak, že poháněcí kola nesou celé zatížení.

$$F_{k2} = F_b + m_{k2}$$

$$\underline{F_{k2} = 3,838 \cdot 10^4 \text{ N}}$$

(32)

$$F_b = 3,728 \cdot 10^4 \text{ N}$$

- síla působící na poháněcí kola

$$m_{k2} = 1100 \text{ kg}$$

- předpokládaná hmotnost příčného pojezdu

- *Síla působící na jedno kolo příčného pojezdu:*

$$F_{1k2} = \frac{F_{k2}}{2}$$

$$\underline{F_{1k2} = 19,19 \cdot 10^3 \text{ N}}$$

(33)

$$F_{k2} = 3,838 \cdot 10^4 \text{ N}$$

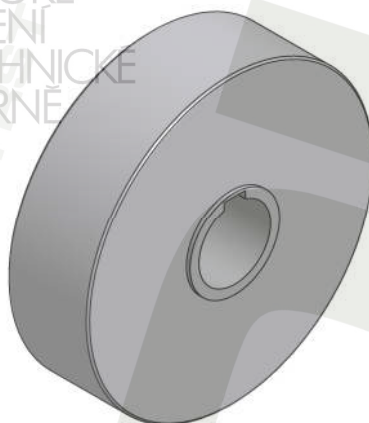
- síla působící na poháněcí kola (celkové zatížení)

3.2.2.1 Návrh poháněcích kol příčného pojezdu

Pro příčný pojezd volím výrobu jednoduchých pojezdových kol bez nákolku obr. 26.



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



Obr. 26 Pojezdové kolo příčného pojezdu hnací

3.2.2.2 Parametry pro výpočet poháněcího kola

Volím průměr a další rozměry pojezdového kola dle tabulky 12:

Tabulka 12

Zn.	Název	Rozměr
D_2	průměr poháněcího kola	$D_2 = 0,16 \text{ m}$
v_2	rychlost pojezdu příčného pojezdu	$v_2 = 15 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
b_2	účinná šířka plochy pojezdu poháněcího kola	$b_2 = 0,045 \text{ m}$
k_2	součinitel závislý na materiálu kola	$k_2 = 12 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

3.2.2.3 Výpočet přípustného tlaku na poháněcí kolo

- Otáčky poháněcího kola:

$$n_{k2} = \frac{v_2}{\pi \cdot D_2} \quad (34)$$

$$n_{k2} = 29,842 \text{ min}^{-1}$$

$v_2 = 15 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ - rychlost pojezdu příčného pojezdu

$D_2 = 0,16 \text{ m}$ - průměr poháněcího kola

- Součinitel počtu otáček poháněcího kola:

$$f_{n2} = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_{k2}}}$$

$$f_{n2} = 1,037$$

dle [1] str. 76 (35)

$n_{k2} = 29,842 \text{ min}^{-1}$ - otáčky poháněcího kola

- Součinitel trvanlivosti:

$$f_{h2} = \sqrt[3]{\frac{Y_n}{500}}$$

$$f_{h2} = 1,26$$

dle [1] str. 76 (36)

$Y_n = 1000$ - trvanlivost pro střední provoz dle [1] str. 76, tab. 8-9

- Přípustný tlak na poháněcí kolo:

$$K_{\max 2} = D_2 \cdot b_2 \cdot k_2 \cdot \frac{f_{n2}}{f_{h2}}$$

$$K_{\max 2} = 7,113 \cdot 10^4 \text{ N}$$

dle [1] str. 76 (37)

$D_2 = 0,16 \text{ m}$ - průměr poháněcího kola

$b_2 = 0,045 \text{ m}$ - účinná šířka plochy pojiždění poháněcího kola

$k_2 = 12 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ - součinitel závislý na materiálu poháněcího kola

$f_{n2} = 1,037$ - součinitel počtu otáček poháněcího kola

$f_{h2} = 1,26$ - součinitel trvanlivosti

$$K_{\max 2} \geq F_{1k2}$$

$$7,113 \cdot 10^4 \geq 19,19 \cdot 10^3 \quad [\text{N}]$$

KOLO VYHOVUJE (38)

$K_{\max 2} = 7,113 \cdot 10^4 \text{ N}$ - přípustný tlak na poháněcí kolo

$F_{1k2} = 19,19 \cdot 10^3 \text{ N}$ - síla působící na jedno poháněcí kolo

3.2.2.4 Výpočet maximálního kontaktního tlaku

- Minimální zatížení poháněcích kol (bez břemene):

$$\begin{aligned} F_{k2min} &= m_{k2} \cdot g \\ F_{k2min} &= 10,79 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \quad (39)$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad - \text{ tíhové zrychlení}$$

$$m_{k2} = 1100 \text{ kg} \quad - \text{ předpokládaná hmotnost příčného pojezdu}$$

- Minimální zatížení jednoho poháněcího kola (bez břemene):

$$\begin{aligned} F_{1k2min} &= \frac{F_{k2min}}{2} \\ F_{1k2min} &= 5,396 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \quad (40)$$

$$F_{k2min} = 10,79 \cdot 10^3 \text{ N} \quad - \text{ minimální zatížení poháněcích kol (bez břemene)}$$

- Maximální zatížení jednoho poháněcího kola (bez břemene):

$$\begin{aligned} F_{1k2max} &= F_{1k2} \\ F_{1k2max} &= 19,19 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \quad (41)$$

$$F_{1k2} = 19,19 \cdot 10^3 \text{ N} \quad - \text{ síla působící na jedno poháněcí kolo}$$

- Ekvivalentní stálé zatížení jednoho poháněcího kola:

$$\begin{aligned} K_{E2} &= \frac{F_{1k2min} + 2 \cdot F_{1k2max}}{3} \\ K_{E2} &= 14,59 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \quad \text{dle [1] str. 77} \quad (42)$$

$$F_{1k2min} = 5,396 \cdot 10^3 \text{ N} \quad - \text{ minimální zatížení jednoho poháněcího kola (bez břemene)}$$

$$F_{1k2max} = 10,3 \cdot 10^3 \text{ N} \quad - \text{ maximální zatížení jednoho poháněcího kola (bez břemene)}$$

- Poloměr poháněcího kola:

$$R_2 = \frac{D_2}{2} \quad (43)$$

$$R_2 = 0,08 \text{ m}$$

$D_2 = 0,16 \text{ m}$ - průměr poháněcího kola

- Maximální kontaktní tlak na poháněcí kolo:

$$p_{2\max} = 192 \cdot \sqrt{\frac{K_{E2}}{b_2 \cdot R_2 \cdot 10^6}} \quad \text{dle [1] str. 77} \quad (44)$$

$$p_{2\max} = 386,54 \text{ MPa}$$

$K_{E2} = 14,59 \cdot 10^3 \text{ N}$ - ekvivalentní stálé zatížení jednoho poháněcího kola

$b_2 = 0,045 \text{ m}$ - účinná šířka plochy poježdění poháněcího kola

$R_2 = 0,08 \text{ m}$ - poloměr poháněcího kola

- Kontrola přípustného maximálního tlaku:

$$p_d = 0,31 \cdot HB \quad (45)$$

$$p_d = 558 \text{ MPa}$$

$HB = 1800$ - tvrdost kol podle Brinella dle [1] str. 78

$$p_d \geq p_{2\max} \quad \text{KOLO VYHOVUJE} \quad (46)$$

$$558 \geq 386,54 \text{ [MPa]}$$

$p_d = 558 \text{ MPa}$ - maximální přípustný tlak na poháněcí kolo

$p_{2\max} = 386,54 \text{ MPa}$ - maximální kontaktní tlak na poháněcí kolo

3.2.2.5 Kontrola ložisek příčného pojezdu

Pro uložení hřídele hnacích kol jsem použil valivá kuličková ložiska 6306, ČSN 02 4630 tabulka 13, dle [4] str. 479

Tabulka 13

Označení ložiska	Rozměry (mm)			Základní únosnost (N)		Hmotnost (kg)
	d	D	B	dynamická C_{r2}	statická C_{02}	
6306	30	72	19	22800	15600	0,331

- Stanovení základní únosnosti ložiska:

Tyto hodnoty vycházejí z parametrů ložiska, viz. tabulka 13:

$$C_{r2} = 22800 \text{ N}$$

$$C_{02} = 15600 \text{ N}$$

- Určení radiálního zatížení jednoho ložiska:

$$F_{rad2} = \frac{F_{1k2}}{2} \quad (47)$$

$$F_{rad2} = 9,595 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{1k2} = 19,19 \cdot 10^3 \text{ N} \quad - \text{ síla působící na poháněcí kolo}$$

- Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení ložiska:

Vzhledem k nízkým provozním rychlostem manipulátoru, uvažuji axiální zatížení ložisek

$$F_{ax2} = 0 \text{ N}.$$

$$P_{R2} = X_{12} \cdot F_{rad2} + Y_{12} \cdot F_{ax2} \quad \text{dle [4] str. 500} \quad (48)$$

$$P_{R2} = 9,595 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{ax2} = 0 \quad \text{proto} \quad \underline{X_{12} = 1 \quad Y_{12} = 0} \quad \text{dle [4] str. 503, tab. 4}$$

$F_{rad2} = 9,595 \cdot 10^3 \text{ N}$ - radiální zatížení jednoho ložiska

$F_{ax2} = 0 \text{ N}$ - axiální zatížení jednoho ložiska

$X_{12} = 1; Y_{12} = 0$ - součinitele při dynamickém zatížení ložiska

- Výpočet skutečného dynamického zatížení ložiska:

$$C_{s2} = P_{R2} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_{k2} \cdot T_h}{10^6}} \quad (49)$$

$$C_{s2} = 19,92 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$C_{s2} < C_{r2} \quad \underline{\text{VYHOVUJE}} \quad (50)$$

$$19,92 \cdot 10^3 < 22,8 \cdot 10^3 \text{ [N]}$$

$P_{R2} = 9,595 \cdot 10^3 \text{ N}$ - dynamické ekvivalentní zatížení ložiska

$n_{k2} = 29,842 \text{ min}^{-1}$ - otáčky poháněcího kola

$T_h = 5000 \text{ hod}$ - životnost ložiska

$C_{s2} = 19,92 \cdot 10^3 \text{ N}$ - skutečné dynamické zatížení kola

$C_{r2} = 22800 \text{ N}$ - dynamická únosnost ložiska viz. tabulka 13

- Výpočet skutečného statického ekvivalentního zatížení ložiska:

$$P_{0R2} = X_{02} \cdot F_{rad2} + Y_{02} \cdot F_{ax2} \quad \text{dle [4] str. 500} \quad (51)$$

$$P_{0R2} = 5,757 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$X_{02} = 0,6; Y_{02} = 0,5$ - koeficienty pro kuličková ložiska dle [4] str. 504, tab. 5

$F_{rad2} = 9,595 \cdot 10^3 \text{ N}$ - radiální zatížení jednoho ložiska

$F_{ax2} = 0 \text{ N}$ - axiální zatížení jednoho ložiska

- Výpočet skutečného statického zatížení ložiska:

$$C_{0r2} = s_{02} \cdot P_{0R2} \quad \text{dle [4] str. 500} \quad (52)$$

$$C_{0r2} = 9,211 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$C_{0r2} < C_{02}$$

$$9,211 \cdot 10^3 < 15,6 \cdot 10^3 \text{ [N]}$$

VYHOVUJE (53)

$s_{02} = 1$ - bezpečnost ložiska při statickém zatížení dle [4] str. 504, tab. 6

$P_{0R2} = 5,757 \cdot 10^3 \text{ N}$ - skutečné statické ekvivalentní zatížení ložiska

$C_{0r2} = 9,211 \cdot 10^3 \text{ N}$ - výpočet skutečného statického zatížení ložiska

$C_{02} = 15600 \text{ N}$ - statická únosnost ložiska viz. tabulka 13

3.2.3 Výpočet poháněných kol příčného pojezdu

- *Síla působící na kola (celkové zatížení):*

Jak již bylo zmíněno, předpokládám, že největší zatížení bude na kola poháněcí, proto mám výpočet uzpůsoben tak, že poháněcí kola nesou celé zatížení a poháněná kola zachycují pouze klopný moment vyvolaný přepravovaným válcem.

$$F_{k3} = F_a$$

$$F_{k3} = 24,53 \cdot 10^3 \text{ N}$$

(54)

$F_a = 24,53 \cdot 10^3 \text{ N}$ - síla působící na poháněná kola

- *Síla působící na jedno poháněné kolo:*

$$F_{1k3} = \frac{F_{k3}}{2}$$

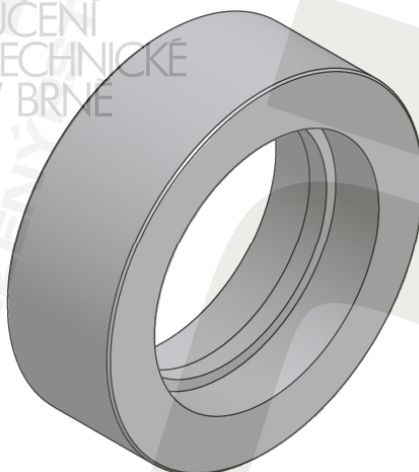
$$F_{1k3} = 12,26 \cdot 10^3 \text{ N}$$

(55)

$F_{k3} = 24,53 \cdot 10^3 \text{ N}$ - síla působící na poháněná kola (celkové zatížení)

3.2.3.1 Návrh poháněných kol příčného pojezdu

Pro příčný pojezd volím výrobu jednoduchých pojezdových kol bez nákolku obr. 27.



Obr. 27 Pojezdové kolo příčného pojezdu hnané

3.2.3.2 Parametry pro výpočet poháněného kola

Volím průměr a další rozměry pojezdového kola dle tabulky 14:

Tabulka 14

Zn.	Název	Rozměr
D_3	průměr poháněného kola	$D_3 = 0,169 \text{ m}$
v_2	rychlost pojíždění	$v_2 = 15 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
b_3	účinná šířka plochy pojíždění poháněného kola	$b_3 = 0,055 \text{ m}$
k_3	součinitel závislý na materiálu kola	$k_3 = 12 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

3.2.3.3 Výpočet přípustného tlaku na poháněné kolo

- Otáčky poháněného kola :

$$n_{k3} = \frac{v_2}{\pi \cdot D_3} \quad (56)$$

$$n_{k3} = 28,252 \text{ min}^{-1}$$

$v_2 = 15 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ - rychlost pojíždění příčného pojezdu

$D_3 = 0,169 \text{ m}$ - průměr poháněného kola

- Součinitel počtu otáček poháněného kola:

$$f_{n3} = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_{k3}}}$$

$$f_{n3} = 1,056$$

dle [1] str. 76

(57)

$$n_{k3} = 28,252 \text{ min}^{-1} \quad - \text{otáčky poháněného kola}$$

- Součinitel trvanlivosti:

$$f_{h3} = \sqrt[3]{\frac{Y_n}{500}}$$

$$f_{h3} = 1,26$$

dle [1] str. 76

(58)

$$Y_n = 1000 \quad - \text{trvanlivost pro střední provoz dle [1] str. 76, tab. 8-9}$$

- Přípustný tlak na poháněné kolo:

$$K_{\max 3} = D_3 \cdot b_3 \cdot k_3 \cdot \frac{f_{n3}}{f_{h3}}$$

dle [1] str. 76

(59)

$$K_{\max 3} = 93,52 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$D_3 = 0,169 \text{ m}$$

- průměr poháněného kola

$$b_3 = 0,055 \text{ m}$$

- účinná šířka plochy poježdění poháněného kola

$$k_3 = 12 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

- součinitel závislý na materiálu poháněného kola

$$f_{n3} = 1,056$$

- součinitel počtu otáček poháněného kola

$$f_{h3} = 1,26$$

- součinitel trvanlivosti

$$K_{\max 3} \geq F_{1k3}$$

$$93,52 \cdot 10^3 \geq 12,26 \cdot 10^3 \quad [\text{N}]$$

KOLO VYHOVUJE

(60)

$$K_{\max 3} = 93,52 \cdot 10^3 \text{ N} \quad - \text{přípustný tlak na poháněné kolo}$$

$$F_{1k3} = 12,26 \cdot 10^3 \text{ N} \quad - \text{síla působící na jedno poháněné kolo}$$

3.2.3.4 Výpočet maximálního kontaktního tlaku

- Minimální zatížení poháněných kol (bez břemene):

$$\begin{aligned} F_{k3min} &= m_{k2} \cdot g \\ F_{k3min} &= 10,79 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \quad (61)$$

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ - tíhové zrychlení

$m_{k2} = 1100 \text{ kg}$ - předpokládaná hmotnost příčného vozíku

- Minimální zatížení jednoho poháněného kola (bez břemene):

$$\begin{aligned} F_{1k3min} &= \frac{F_{k3min}}{2} \\ F_{1k3min} &= 5,396 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \quad (62)$$

$F_{k3min} = 10,79 \cdot 10^3 \text{ N}$ - minimální zatížení poháněných kol (bez břemene)

- Maximální zatížení jednoho poháněného kola (bez břemene):

$$\begin{aligned} F_{1k3max} &= F_{1k3} \\ F_{1k3max} &= 12,26 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \quad (63)$$

$F_{1k3} = 12,26 \cdot 10^3 \text{ N}$ - síla působící na jedno poháněné kolo

- Ekvivalentní stálé zatížení jednoho poháněného kola:

$$\begin{aligned} K_{E3} &= \frac{F_{1k3min} + 2 \cdot F_{1k3max}}{3} \\ K_{E3} &= 6,377 \cdot 10^3 \text{ N} \end{aligned} \quad (64)$$

dle [1] str. 77

$F_{1k3min} = 5,396 \cdot 10^3 \text{ N}$ - minimální zatížení jednoho poháněného kola (bez břemene)

$F_{1k3max} = 12,26 \cdot 10^3 \text{ N}$ - maximální zatížení jednoho poháněného kola (bez břemene)

- Poloměr poháněného kola:

$$R_3 = \frac{D_3}{2} \quad (65)$$

$$R_3 = 0,085 \text{ m}$$

$D_3 = 0,169 \text{ m}$ - průměr poháněného kola

- Maximální kontaktní tlak na poháněné kolo:

$$p_{3\max} = 192 \cdot \sqrt{\frac{K_{E3}}{b_3 \cdot R_3 \cdot 10^6}} \quad \text{dle [1] str. 77} \quad (66)$$

$$p_{3\max} = 224,897 \text{ MPa}$$

$K_{E3} = 6,377 \cdot 10^3 \text{ N}$ - ekvivalentní stálé zatížení jednoho poháněného kola

$b_3 = 0,055 \text{ m}$ - účinná šířka plochy poježdění poháněného kola

$R_3 = 0,085 \text{ m}$ - poloměr poháněného kola

- Kontrola přípustného maximálního tlaku:

$$p_d = 0,31 \cdot HB \quad (67)$$

$$p_d = 558 \text{ MPa}$$

$HB = 1800$ - tvrdost kol podle Brinella dle [1] str. 78

$$p_d \geq p_{3\max}$$

$$558 \geq 224,897 \quad [\text{MPa}] \quad \text{KOLO VYHOVUJE} \quad (68)$$

$p_d = 558 \text{ MPa}$ - maximální přípustný tlak na poháněné kolo

$p_{3\max} = 224,897 \text{ MPa}$ - maximální kontaktní tlak na poháněné kolo

3.2.3.5 Kontrola ložisek příčného pojezdu

Pro uložení hnaných kol jsem použil jednořadá kuličková ložiska 6213, ČSN 02 4640 tabulka 15 dle [4] str. 479

Tabulka 15

Označení ložiska	Rozměry (mm)			Základní únosnost (N)		Hmotnost (kg)
	d	D	B	dynamická C_{r3}	statická C_{o3}	
6213	65	120	23	44000	34000	0,997

- Stanovení základní únosnosti ložiska:

Tyto hodnoty vycházejí z parametrů ložiska, viz. tabulka 15:

$$C_{r3} = 44000 \text{ N}$$

$$C_{o3} = 34000 \text{ N}$$

- Určení radiálního zatížení jednoho ložiska:

$$F_{rad3} = \frac{F_{1k3}}{2} \quad (69)$$

$$F_{rad3} = 6,131 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{1k3} = 12,26 \cdot 10^3 \text{ N} \quad - \text{ síla působící na poháněné kolo}$$

- Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení ložiska:

Vzhledem k nízkým provozním rychlostem manipulátoru, uvažuji axiální zatížení ložisek

$$F_{ax3} = 0 \text{ N}.$$

$$P_{R3} = X_{13} \cdot F_{rad3} + Y_{13} \cdot F_{ax3} \quad \text{dle [4] str. 500} \quad (70)$$

$$P_{R3} = 6,131 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_{ax3} = 0 \quad \text{proto} \quad X_{13} = 1 \quad Y_{13} = 0 \quad \text{dle [4] str. 503, tab. 4}$$

$F_{rad3} = 6,131 \cdot 10^3 \text{ N}$ - radiální zatížení jednoho ložiska

$F_{ax3} = 0 \text{ N}$ - axiální zatížení jednoho ložiska

$X_{13} = 1; Y_{13} = 0$ - součinitele při dynamickém zatížení ložiska

- Výpočet skutečného dynamického zatížení ložiska:

$$C_{s3} = P_{R3} \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_{k3} \cdot T_h}{10^6}} \quad (71)$$

$$C_{s3} = 12,5 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$C_{s3} < C_{r3} \quad \underline{\text{VYHOVUJE}} \quad (72)$$

$$12,5 \cdot 10^3 < 44 \cdot 10^3 \text{ [N]}$$

$P_{R3} = 6,131 \cdot 10^3 \text{ N}$ - dynamické ekvivalentní zatížení ložiska

$n_{k3} = 28,252 \text{ min}^{-1}$ - otáčky kola

$T_h = 5000 \text{ hod}$ - životnost ložiska

$C_{s3} = 12,5 \cdot 10^3 \text{ N}$ - skutečné dynamické zatížení kola

$C_{r3} = 44000 \text{ N}$ - dynamická únosnost ložiska viz. tabulka 15

- Výpočet skutečného statického ekvivalentního zatížení ložiska:

$$P_{0R3} = X_{03} \cdot F_{rad3} + Y_{03} \cdot F_{ax3} \quad \text{dle [4] str. 500} \quad (73)$$

$$P_{0R3} = 3,679 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$X_{03} = 0,6; Y_{03} = 0,5$ - koeficienty pro kuličková ložiska dle [4] str. 504, tab. 5

$F_{rad3} = 6,131 \cdot 10^3 \text{ N}$ - radiální zatížení jednoho ložiska

$F_{ax3} = 0 \text{ N}$ - axiální zatížení jednoho ložiska

- Výpočet bezpečnosti ložiska při statickém zatížení:

$$C_{0r3} = s_{03} \cdot P_{0R3} \quad \text{dle [4] str. 500} \quad (74)$$

$$C_{0r3} = 5,886 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$C_{0r3} < C_{03}$$

$$5,886 \cdot 10^3 < 34 \cdot 10^3 \quad [N]$$

VYHOVUJE

(75)

$s_{03} = 1$ - bezpečnost ložiska při statickém zatížení dle [4] str. 504, tab. 6

$P_{0R3} = 3,679 \cdot 10^3 \text{ N}$ - skutečné statické ekvivalentní zatížení ložiska

$C_{0r3} = 5,886 \cdot 10^3 \text{ N}$ - výpočet skutečného statického zatížení ložiska

$C_{03} = 34000 \text{ N}$ - statická únosnost ložiska viz. tabulka 15

3.2.4 Návrh motoru příčného pojezdu

3.2.4.1 Výpočet tažné síly

$$T_2 = \left[(m_Q + m_{k2}) \cdot g \right] \cdot \left[\left(\frac{e' + f_c \cdot r_2}{R_2} \right) + \left[\left(\frac{L_2}{800 \cdot l_2} \right) \cdot \chi \right] \right] \quad \text{dle [2] str. 16} \quad (76)$$

$$T_2 = 175,049 \text{ N}$$

$m_Q = 1000 \text{ kg}$

- maximální dovolená hmotnost břemene

$m_{k2} = 1100 \text{ kg}$

- předpokládaná hmotnost vozíku příčného pojezdu

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

- tíhové zrychlení

$R_2 = 0,08 \text{ m}$

- poloměr poháněcího kola příčného pojezdu

$L_2 = 0,6 \text{ m}$

- rozchod poháněcích kol příčného pojezdu

$l_2 = 0,6 \text{ m}$

- rozvor poháněcích kol příčného pojezdu

$r_2 = 0,02 \text{ m}$

- poloměr čepu

$e' = 0,3 \text{ mm}$

- součinitel valivého tření dle [2] str. 16, tab. 9

$f_c = 0,015$

- součinitel čepového tření dle [2] str. 16

$\chi = 0,8$

- součinitel vyjadřující způsob vedení vozíku příčného pojezdu dle [2] str. 16

3.2.4.2 Výkon motoru při ustálené pojízdné rychlosti

$$P_{02}' = \frac{T_2 \cdot v_{p2}}{\eta_c}$$

$$P_{02}' = 51,485 \text{ W} = 0,052 \text{ kW}$$

dle [2] str. 15

(77)

$$T_2 = 175,049 \text{ N}$$

- tažná síla příčného pojezdu překonávající pasivní odpory

$$v_{p2} = 0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- pojízdné rychlost příčného pojezdu

$$\eta_c = 0,85$$

- celková mechanická účinnost

3.2.4.3 Volba motoru příčného pojezdu

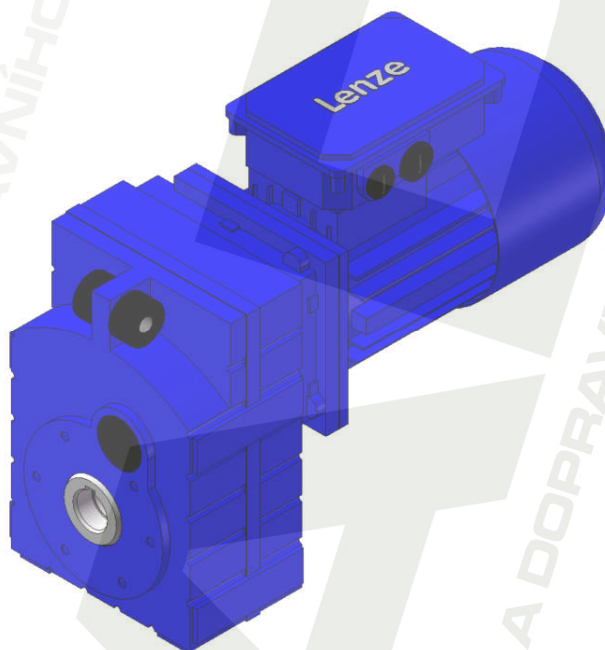
S ohledem na potřebný výkon volím pohonnou jednotku od firmy LENZE (obr. 28) typu:

PLOCHÁ ELEKTRO-PŘEVODOVKA GFL04-2M HDR 071C42
S ASYNCHRONNÍM MOTOREM

Tyto údaje jsem obdržel elektronickou poštou od firmy LENZE:

Typ:	GFL04-2M HDR 071C42
Motor:	MDEMABR 071-42
Druh motoru:	asynchronní
Jmenovitý výkon:	$P_{n2} = 0,55 \text{ kW}$
Jmenovitý točivý moment:	$M_{n2} = 3,70 \text{ Nm}$
Jmenovité otáčky:	$n = 1405 \text{ min}^{-1}$
Moment setrv. rotoru motoru	$I = 0,00052 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$
Jmenovité napětí:	230 / 400 V $\pm 10\%$
Jmenovitý proud:	2,4 / 1,4 A
Jmenovitá frekvence:	$f = 50 \text{ Hz}$
Převodový poměr:	$i = 45,333$
Výstupní otáčky:	$n = 31 \text{ min}^{-1}$
Výstupní točivý moment:	$M = 164 \text{ Nm}$
Zatížitelnost:	$c = 1,05$
Chlazení:	vlastní ventilátor

Ochrana motoru:	termokontakt – rozpínací
Výstupní hřídel:	H – dutá hřídel 25
Tvar převodovky:	D – bez patek, bez centrování
Příruba na výstupní straně:	R – bez příruby
Mazivo:	CLP 460
Zachycení reakce toč.momentu:	pryžový silentblok
Druh brzdy:	pružinová brzda
Brzdný moment:	4 Nm



Obr. 28 Pohon od firmy LENZE

3.2.4.4 Kontrola motoru příčného pojezdu

Výpočet potřebných momentů, které mají vliv na rozjezd.

- *Moment pasivních odporů příčného pojezdu:*

$$M_{T2} = T_2 \cdot \frac{R_2}{i_2 \cdot \eta_c} \quad \text{dle [2] str. 17} \quad (78)$$

$$\underline{M_{T2} = 0,363 \text{ Nm}}$$

$T_2 = 175,049 \text{ N}$ - tažná síla příčného pojezdu překonávající pasivní odpory

$R_2 = 0,08 \text{ m}$ - poloměr poháněcího kola příčného pojezdu

$$i_2 = 45,333$$

- převodový poměr

$$\eta_c = 0,85$$

- celková mechanická účinnost

- Moment síly větru:

$$M_F = 0 \text{ N}$$

dle [2] str. 17

(79)

- Moment síly od hmotnosti zatíženého manipulátoru na nakloněné rovině:

$$M_m = 0 \text{ N}$$

dle [2] str. 17

(80)

- Zrychlující síla příčného pojezdu:

$$F_{zp2} = (m_Q + m_{k2}) \cdot \frac{v_{p2}}{t_a}$$

dle [2] str. 17

(81)

$$F_{zp2} = 175 \text{ N}$$

$$m_Q = 1000 \text{ kg}$$

- maximální dovolená hmotnost břemene

$$m_{k2} = 1100 \text{ kg}$$

- předpokládaná hmotnost vozíku příčného pojezdu

$$v_{p2} = 0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- pojízďecí rychlost příčného pojezdu

$$t_a = 3 \text{ s}$$

- doba rozjezdu

- Moment zrychlujících sil hmotností příčného pojezdu přímočaře se pohybujících:

$$M_{zp2} = F_{zp2} \cdot \frac{R_2}{i_2 \cdot \eta_c}$$

dle [2] str. 17

(82)

$$M_{zp2} = 0,363 \text{ Nm}$$

$$F_{zp2} = 175 \text{ N}$$

- zrychlující síla příčného pojezdu

$$R_2 = 0,08 \text{ m}$$

- poloměr poháněcího kola příčného pojezdu

$$i_2 = 45,333$$

- převodový poměr

$$\eta_c = 0,85$$

- celková mechanická účinnost

- Redukovaný moment setrvačnosti rotoru motoru vozíku příčného pojezdu:

$$I_{red2} = \alpha \cdot I_2 \quad \text{dle [2] str. 17} \quad (83)$$

$$I_{red2} = 5,72 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_2 = 0,00052 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\alpha = 1,1$$

- moment setrvačnosti rotoru motoru příčného pojezdu dle [3]

- součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností kromě motoru dle [2] str. 17

- Moment zrychlujících sil příčného pojezdu:

$$M_{zr2} = I_{red2} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{t_a} \quad \text{dle [2] str. 17} \quad (84)$$

$$M_{zr2} = 6,19 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}$$

$$n_2 = 31 \text{ min}^{-1} = 0,517 \text{ s}^{-1}$$

- výstupní otáčky

$$t_a = 3 \text{ s}$$

- doba rozjezdu

- Celkový rozjezdový moment příčného pojezdu:

$$M_{rozj2} = (M_{T2} + M_F) \cdot \delta + M_m + M_{zp2} + M_{zr2} \quad \text{dle [2] str. 17} \quad (85)$$

$$M_{rozj2} = 0,727 \text{ Nm}$$

$$M_{T2} = 0,363 \text{ Nm}$$

- moment pasivních odporů příčného pojezdu

$$M_F = 0 \text{ N}$$

- moment síly větru

$$\delta = 1$$

- součinitel tlaku větru (venkovní manipulátory) dle [2] str. 16

$$M_m = 0 \text{ N}$$

- moment síly od hmotnosti zatížení manip. na nakloněné rovině

$$M_{zp2} = 0,363 \text{ Nm}$$

- moment zrychlujících sil hmotností přímočaré se pohybujících

$$M_{zr2} = 6,19 \cdot 10^{-4} \text{ Nm}$$

- moment zrychlujících sil příčného pojezdu

- Porovnání celkového rozjezdového momentu a jmenovitého momentu motoru příčného pojezdu:

$$\begin{aligned} M_{rozj2} &\leq \chi \cdot M_{n2} \\ 0,727 &\leq 3,7 \quad [Nm] \end{aligned}$$

VYHOVUJE

dle [2] str. 18

(86)

$$M_{rozj2} = 0,727 Nm$$

- celkový rozjezdový moment příčného pojezdu

$$M_{n2} = 3,7 Nm$$

- jmenovitý točivý moment příčného pojezdu dle [3]

3.2.4.5 Výkon motoru příčného pojezdu na konci rozjíždění

- Výpočet potřebného rozjezdového výkonu příčného pojezdu:

$$\begin{aligned} P_{rozj2} &= 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot M_{rozj2} \\ P_{rozj2} &= 0,142 kW \end{aligned}$$

dle [2] str. 18

(87)

$$M_{rozj2} = 0,727 Nm$$

- celkový rozjezdový moment příčného pojezdu

$$n_2 = 31 \text{ min}^{-1}$$

- výstupní otáčky

- Porovnání celkového potřebného rozjezdového výkonu a výkonu motoru příčného pojezdu:

$$\begin{aligned} P_{rozj2} &\leq P_{n2} \\ 0,142 &\leq 0,55 \quad [kW] \end{aligned}$$

VYHOVUJE

dle [2] str. 18

(88)

$$P_{rozj2} = 0,142 kW$$

- potřebný rozjezdový výkon příčného pojezdu

$$P_{n2} = 0,55 kW$$

- jmenovitý výkon motoru příčného pojezdu dle [3]

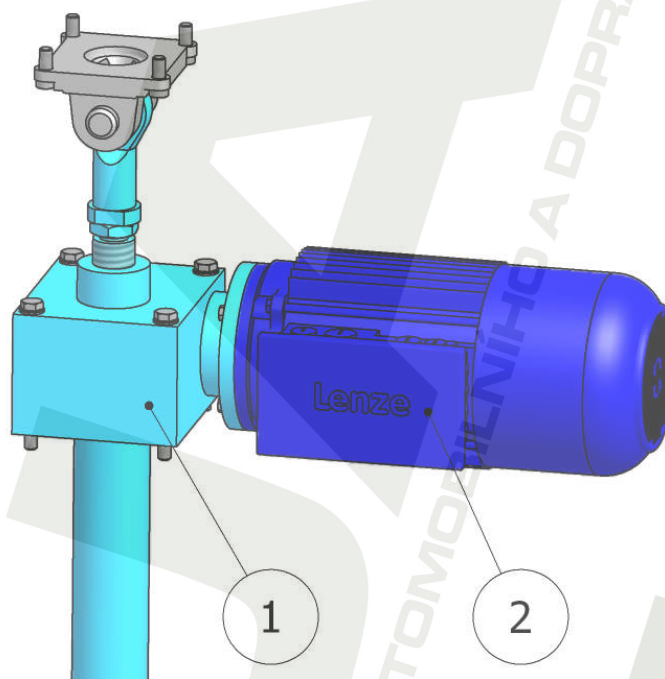
Z výpočtu je patrné, že by zde mohl být motor o menším výkonu, než jaký jsem zvolil. Veškeré pohonné jednotky manipulátoru, jak už bylo výše psáno, jsou řízeny frekvenčními měniči. Pro založení válce do kartáčovacího stroje se používá mikro-pojezdu, tzn. malé otáčky pohonu a z toho plyne, že se výkon motoru sníží. Proto zde dávám motor většího výkonu 0,55kW.

3.3 Určení zdvihu

Pro zdvih jsem si vybral zdvižnou převodovku od firmy UNIMEC (obr. 29) dle [8]. Jedná se o typ MTP 407. Ke konstrukci je uchycena pomocí 4 šroubů M12. Převodovku jsem vybral podle hmotnosti, kterou je schopna zdvihnout. Pro pohon zdvižné převodovky jsem opět použil elektro-motor od firmy Lenze dle [3]. Jedná se o asynchronní motor o výkonu 2,2 kW. Tento výkon je dán tabulkově. Elektro-motor a zdvižná převodovka jsou spojeny pomocí přírub a 4 šroubů, jak je patrné z obr. 29.

Tabulka 16

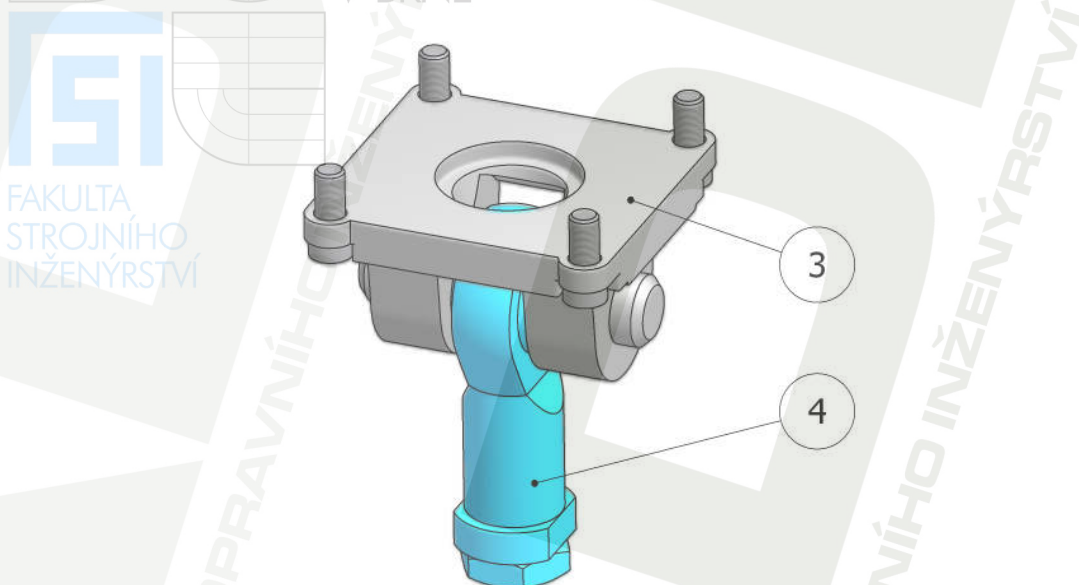
Pozice	Název	Výrobce	Typ
1	Zdvižná převodovka	UNIMEC	MTP 407
2	Elektro-motor 2,2 kW	LENZE	MDEMABR 100-12
3	Kyvná příruba	FESTO	SNC - 125
4	Kloubová hlavice	FESTO	SGS – M27x2



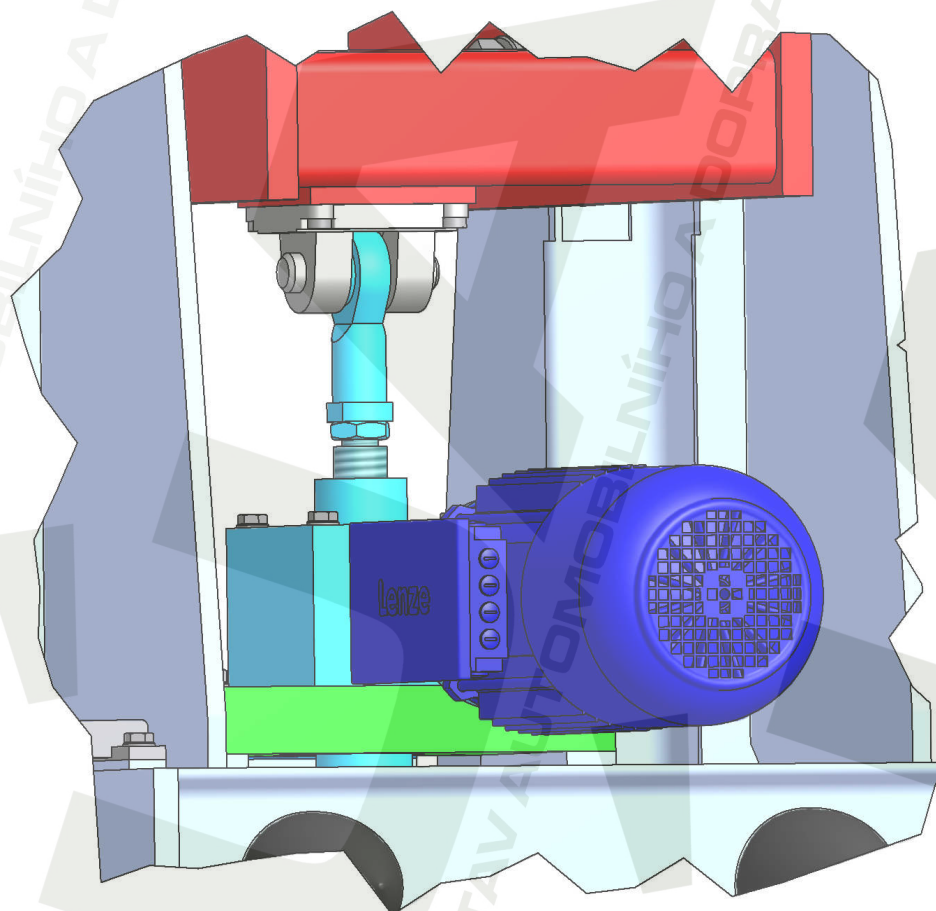
Obr. 29 Zdvižná převodovka s elektro-motorem

Mechanické spojení mezi vozíkem zdvihu a zdvižnou převodovkou je řešeno pomocí součástek od firmy FESTO, s.r.o. (obr. 30) dle [7]. Kyvná příruba (poz.3) je spojena s kloubovou hlavicí (poz.4) pomocí čepu. Kloubová hlavice (poz.4) má v sobě závit a je

přišroubována na pohyblivou část zdvižné převodovky (poz.1). Kloubová hlavice (poz.3) je čtyřmi šrouby uchycena k vozíku zdvihu jak je vidět na obr. 31.

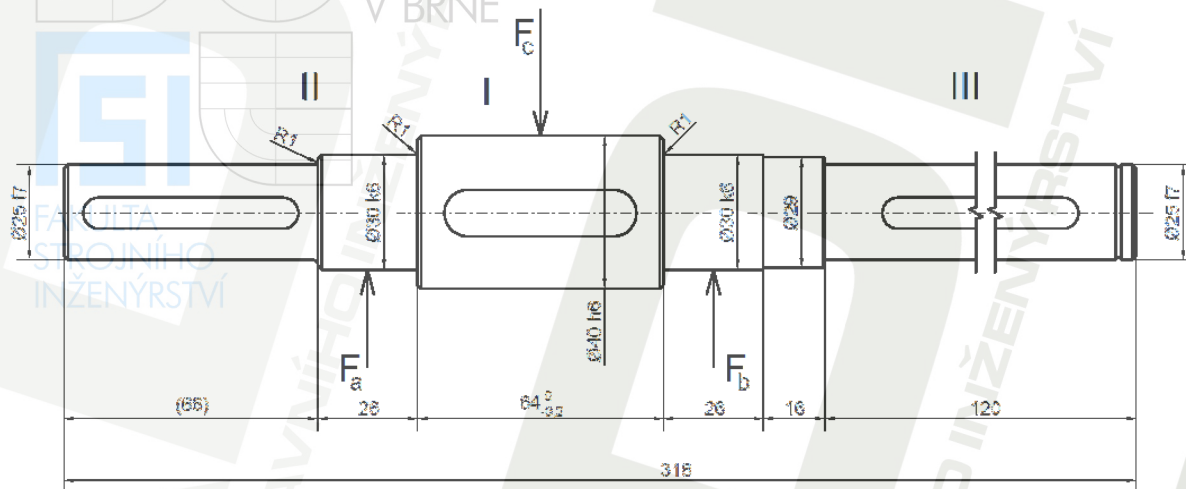


Obr. 30 Součástky od firmy Festo, s.r.o



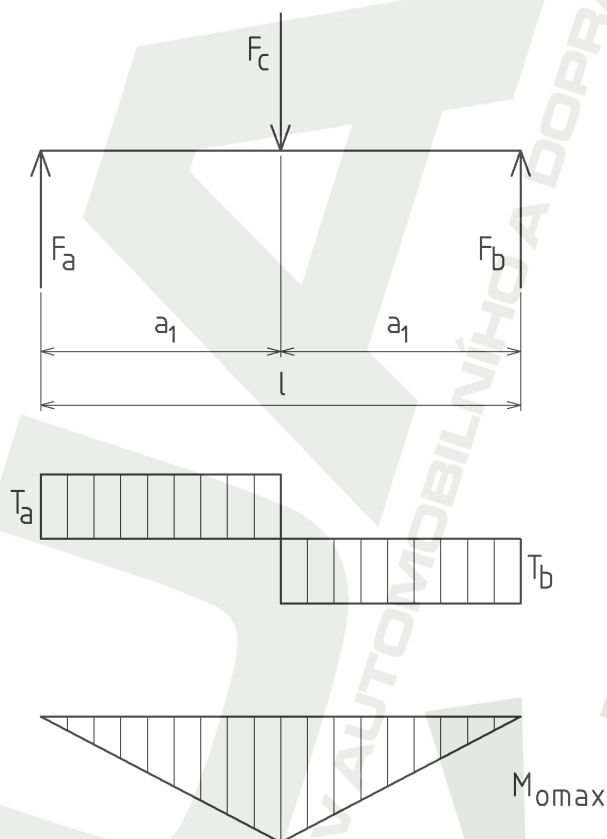
Obr. 31 Spojení vozíku zdvihu a zdvižné převodovky

3.4 Výpočet hřídele hnacích kol příčného pojezdu



Obr. 32 Hřídel hnacího příčného pojezdu

3.4.1 Výpočet reakcí v uložení a maximálního ohybového momentu



Obr. 33 VVÚ hřídele hnacího příčného pojezdu

$$F_a = F_b = F_c \cdot \frac{a_1}{l}$$

$$F_a = 2,575 \text{ kN}$$

$$M_{o\max} = \frac{F_c \cdot l}{4}$$

$$M_{o\max} = 115,875 \text{ Nm}$$

VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

(89)

dle [4] str. 43

(90)

$$F_c = 5150 \text{ N}$$

- síla působící na hřídel

$$a_1 = 0,045 \text{ m}$$

- vzdálenost síly působící na hřídel od uložení hřídele

$$l = 0,090 \text{ m}$$

- vzdálenost mezi uloženími hřídele

3.4.2 Kroutící moment na hřídeli

$$M_k = \frac{P_{n2} \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

dle [2] str. 18

(91)

$$M_k = 169,314 \text{ Nm}$$

$$P_{n2} = 0,55 \text{ kW}$$

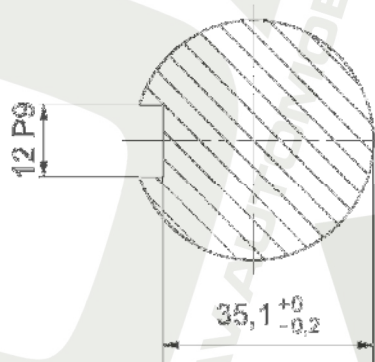
- výkon motoru dle [3]

$$n = 0,517 \text{ s}^{-1}$$

- otáčky pojízďecího kola

3.4.3 Výpočet napětí v jednotlivých průřezech

Průřez 1



Obr. 34 Kritický průřez hřídele

- Napětí v ohybu průřezu 1:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}}$$

$$\sigma_{o1} = 27,53 \text{ MPa}$$

dle [4] str. 35 (92)

$M_{o1} = 115,875 \text{ Nm}$ - ohybový moment průřezu 1

$W_{o1} = 4,209 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ - modul pružnosti v ohybu průřezu 1

- Ohybový moment průřezu 1:

$$M_{o1} = F_a \cdot a_1$$

$$M_{o1} = 115,875 \text{ Nm}$$

dle [4] str. 42 (93)

$F_a = 2575 \text{ N}$ - reakční síla

$a_1 = 0,045 \text{ m}$ - vzdálenost síly působící na hřídel od uložení hřídele

- Modul pružnosti v ohybu průřezu 1:

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32}$$

$$W_{o1} = 4,209 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

dle [4] str. 38 (94)

$d_1 = 0,035 \text{ m}$ - výpočtový průměr průřezu 1

- Napětí v krutu průřezu 1:

$$\tau_{k1} = \frac{M_k}{W_{k1}}$$

$$\tau_{k1} = 20,11 \text{ MPa}$$

dle [4] str. 35 (95)

$M_k = 169,314 \text{ Nm}$ - kroutící moment na hřídeli

$W_{k1} = 8,418 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ - modul pružnosti v krutu průřezu 1

- Modul pružnosti v krutu průřezu 1:

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16}$$

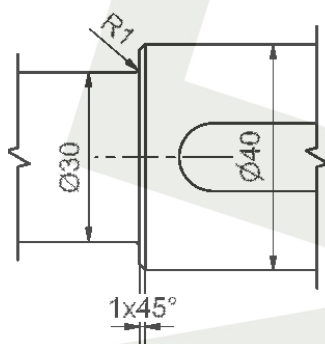
$$W_{k1} = 8,418 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

dle [4] str. 38

(96)

$$d_1 = 0,035 \text{ m}$$

- výpočtový průměr průřezu 1

Průřez 2

Obr. 35 Kritický průřez hřídele

- Napětí v ohybu průřezu 2:

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}}$$

dle [4] str. 35

(97)

$$\sigma_{o2} = 12,63 \text{ MPa}$$

$$M_{o2} = 33,475 \text{ Nm} \quad \text{- ohybový moment průřezu 2}$$

$$W_{o2} = 2,651 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad \text{- modul pružnosti v ohybu průřezu 2}$$

- Ohybový moment průřezu 2:

$$M_{o2} = F_a \cdot b_2$$

dle [4] str. 42

(98)

$$M_{o2} = 33,475 \text{ Nm}$$

$$F_a = 2575 \text{ N}$$

- reakční síla

$$b_2 = 0,013 \text{ m}$$

- vzdálenost

- Modul pružnosti v ohybu průřezu 2:

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32}$$

$$W_{o2} = 2,651 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

dle [4] str. 38

(99)

$$d_2 = 0,030 \text{ m}$$

- výpočtový průměr průřezu 2

- Napětí v krutu průřezu 2:

$$\tau_{k2} = \frac{M_k}{W_{k2}}$$

dle [4] str. 35

(100)

$$\tau_{k2} = 31,94 \text{ MPa}$$

$$M_k = 169,314 \text{ Nm} \quad \text{- kroutící moment na hřídeli}$$

$$W_{k2} = 5,301 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad \text{- modul pružnosti v krutu průřezu 2}$$

- Modul pružnosti v krutu průřezu 2:

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16}$$

dle [4] str. 38

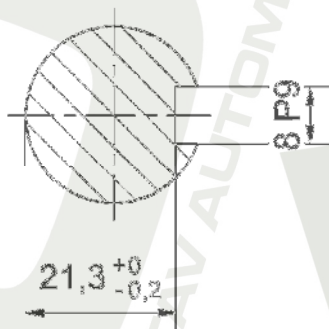
(101)

$$W_{k2} = 5,301 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$d_2 = 0,030 \text{ m}$$

- výpočtový průměr průřezu 2

Průřez 3



Obr. 36 Kritický průřez hřídele

- Napětí v krutu průřezu 3:

$$\tau_{k3} = \frac{M_k}{W_{k3}}$$

$$\tau_{k3} = 89,23 \text{ MPa}$$

dle [4] str. 35

(102)

$M_k = 169,314 \text{ Nm}$ - kroutící moment na hřídeli

$W_{k3} = 1,897 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ - modul pružnosti v krutu průřezu 3

- Modul pružnosti v krutu průřezu 3:

$$W_{k3} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16}$$

dle [4] str. 38

(103)

$$W_{k3} = 1,897 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$d_3 = 0,0213 \text{ m}$ - výpočtový průměr průřezu 3

3.4.4 Kontrolní výpočty v jednotlivých průřezích

V případě náhlých průřezových změn vznikají v těchto oblastech nárůsty napětí, které při čistě statickém zatížení postupem času zmizí vlivem postupné relaxace materiálu. V případě dynamického namáhání je ovšem nutno tyto napěťové špičky zohledňovat. Toto zohledňování je realizováno tak, že k příslušnému druhu napětí (ohyb, krut) a odpovídajícímu typu průřezové změny přiřadíme multiplikativní (násobící) koeficient α (tvarový součinitel $\alpha > 1$), kterým je násobena příslušná hodnota napětí a získáme tak hodnotu nárůstu napětí, velikost napěťové špičky. Vzorce použité pro kontrolní pevnostní výpočty dle [9].

- Podle parametrů příslušného průřezu určíme příslušné součinitele, α_o – ohyb, α_k – krut
- Podle pevnostní hypotézy H-M-H provedeme výpočet redukovaného napětí dle vztahu:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o \cdot \alpha_o)^2 + 3 \cdot (\tau_k \cdot \alpha_k)^2} \quad (104)$$

- c) Bezpečnost k_E vůči mezi kluzu volíme v rozmezí 1,5 – 2,5. Potom materiál budeme volit tak, aby byla splněna podmínka:

$$k_E \cdot \sigma_{red} \leq R_e \quad (105)$$

- Kontrola průřezu 1:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{(\sigma_{o1} \cdot \alpha_{o1})^2 + 3 \cdot (\tau_{k1} \cdot \alpha_{k1})^2}$$

$$\sigma_{red1} = 101,3 \text{ MPa} \quad (106)$$

$\sigma_{o1} = 27,53 \text{ MPa}$ - napětí v ohybu průřezu 1

$\tau_{k1} = 20,11 \text{ MPa}$ - napětí v krutu průřezu 1

$\alpha_{o1} = 1$ - multiplikativní (násobící) koeficient pro ohyb v průřezu 1

$\alpha_{k1} = 2,8$ - multiplikativní (násobící) koeficient pro krut v průřezu 1

- Kontrola průřezu 2:

$$\sigma_{red2} = \sqrt{(\sigma_{o2} \cdot \alpha_{o2})^2 + 3 \cdot (\tau_{k2} \cdot \alpha_{k2})^2}$$

$$\sigma_{red2} = 119,4 \text{ MPa} \quad (107)$$

$\sigma_{o2} = 12,63 \text{ MPa}$ - napětí v ohybu průřezu 2

$\tau_{k2} = 31,94 \text{ MPa}$ - napětí v krutu průřezu 2

$\alpha_{o2} = 2,2$ - multiplikativní (násobící) koeficient pro ohyb v průřezu 2

$\alpha_{k2} = 2,1$ - multiplikativní (násobící) koeficient pro krut v průřezu 2

- Kontrola průřezu 3:

$$\sigma_{red3} = \tau_{k3} \cdot \alpha_{k3}$$

$$\sigma_{red3} = 178,5 \text{ MPa} \quad (108)$$

$\tau_{k3} = 89,23 \text{ MPa}$ - napětí v krutu průřezu 1

$\alpha_{k3} = 2$ - multiplikativní (násobící) koeficient pro krut v průřezu 3

3.4.5 Závěr pevnostního výpočtu

Z vypočtených hodnot mi vyšlo největší napětí v průřezu 3 ($\sigma_{red3} = 178,5 \text{ MPa}$). Koeficient bezpečnosti uvažuji $k_E = 1,5$. Je nutné, aby napětí v kluzu R_e vybraného materiálu vyhovovalo podmínce:

$$k_E \cdot \sigma_{red3} \leq R_e \quad (109)$$

$$\underline{R_e \doteq 268 \text{ MPa}}$$

Materiál pro hřídel volím 11 600 ($R_e = 320 \text{ MPa}$) dle [4] str. 52, který vyhovuje všem vypočítaným pevnostním podmínkám pro danou hřídel.

3.5 Kontrola per na hřídeli hnacího příčného pojezdu

3.5.1 Měrný tlak ve styku pera s hřídelem a nábojem kola

U spoje s více pery (max. 3) nelze vzhledem k nepřesnosti výroby předpokládat rovnoměrné zatížení všech per, což se v tomto případě vyjadřuje fiktivním snížením počtu per n_p pomocí součinitele k_p (druhou možností by bylo snížení dovolených napětí jako např. u měrného tlaku na závity, případně čepu na válcové uložení). Všechny vzorce pro výpočet per dle [5].

Tabulka 17: Součinitel počtu per

počet per	1	2	3
k_p	1,0	~ 0,6	~ 0,5

Pro spojení hnacího hřídele s pojezdícím kolem jsem použil těsného pera:
12e7x8x50 DIN 6885

$$p_1 = \frac{\frac{M_k}{r_{p1}}}{k_{p1} \cdot n_{p1} \cdot l_{p1} \cdot \frac{h_{p1}}{2}} \quad (110)$$

$$\underline{p_1 = 36,49 \text{ MPa}}$$

$M_k = 169,314 \text{ Nm}$ - kroutící moment na hřídeli

$r_{p1} = 0,02 \text{ m}$ - poloměr výstupního konce hřídele

$l_{p1} = 0,058 \text{ m}$ - funkční délka pera

$n_{p1} = 1$ - počet per

$h_{p1} = 0,008 \text{ m}$ - výška pera

$k_{p1} = 1$ - součinitel počtu per (dle tab. 16)

$$p_1 \leq p_D$$

$$36,49 \leq 130 \text{ [MPa]}$$

VYHOVUJE

(111)

$p_1 = 36,49 \text{ MPa}$ - měrný tlak ve styku pera s hřídelem a nábojem kola

$p_D = 130 \text{ MPa}$ - dovolený tlak dle [5]

3.5.2 Měrný tlak ve styku pera s hřídelem a elektro-převodkou

Pro spojení hnacího hřídele s elektro-převodkou, jsem použil těsného pera:

8e7x7x96 DIN 6885

$$p_2 = \frac{\frac{M_k}{r_{p2}}}{k_{p2} \cdot n_{p2} \cdot l_{p2} \cdot \frac{h_{p2}}{2}}$$

(112)

$$p_2 = 47,2 \text{ MPa}$$

$M_k = 169,314 \text{ Nm}$ - kroutící moment na hřídeli

$r_{p2} = 0,0125 \text{ m}$ - výstupní poloměr hřídele

$l_{p2} = 0,082 \text{ m}$ - funkční délka pera

$n_{p2} = 1$ - počet per

$h_{p2} = 0,007 \text{ m}$ - výška pera

$k_{p2} = 1$ - součinitel počtu per (dle tab. 16)

$$p_2 \leq p_D$$

$$47,2 \leq 130 \text{ [MPa]}$$

VYHOVUJE

(113)

$$p_2 = 47,2 \text{ MPa} \quad - \text{měrný tlak ve styku pera s hřídelem a elektro-převodovkou}$$

$$p_D = 130 \text{ MPa} \quad - \text{dovolený tlak dle [5]}$$

3.5.3 Měrný tlak ve styku pera s hřídelem a nábojem hřídelové spojky

Pro spojení hnacího hřídele s elektro-převodovkou, jsem použil těsného pera:
8e7x7x56 DIN 6885

$$p_3 = \frac{\frac{M_k}{r_{p3}}}{k_{p3} \cdot n_{p3} \cdot l_{p3} \cdot \frac{h_{p3}}{2}} \quad (114)$$

$$\underline{p_3 = 80,63 \text{ MPa}}$$

$$M_k = 169,314 \text{ Nm} \quad - \text{kroučící moment na hřídeli}$$

$$r_{p3} = 0,0125 \text{ m} \quad - \text{výstupní poloměr hřídele}$$

$$l_{p3} = 0,048 \text{ m} \quad - \text{funkční délka pera}$$

$$n_{p3} = 1 \quad - \text{počet per}$$

$$h_{p3} = 0,007 \text{ m} \quad - \text{výška pera}$$

$$k_{p3} = 1 \quad - \text{součinitel počtu per (dle tab. 16)}$$

$$\underline{p_3 \leq p_D} \quad \underline{80,63 \leq 130 \text{ [MPa]}} \quad \underline{\text{VYHOVUJE}} \quad (115)$$

$$p_3 = 80,63 \text{ MPa} \quad - \text{měrný tlak ve styku pera s hřídelem a nábojem hřídelové spojky}$$

$$p_D = 130 \text{ MPa} \quad - \text{dovolený tlak dle [5]}$$

3.6 Výpočet hřídelové spojky namáhané na krut

- Napětí a modul pružnosti v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad \text{dle [4] str. 35} \quad (116)$$

$$\underline{\tau_k = 10,46 \text{ MPa}}$$

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$$

$$W_k = 1,619 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

dle [4] str. 38

(117)

$$M_k = 169,314 \text{ Nm}$$

$$D = 0,045 \text{ m}$$

$$d = 0,025 \text{ m}$$

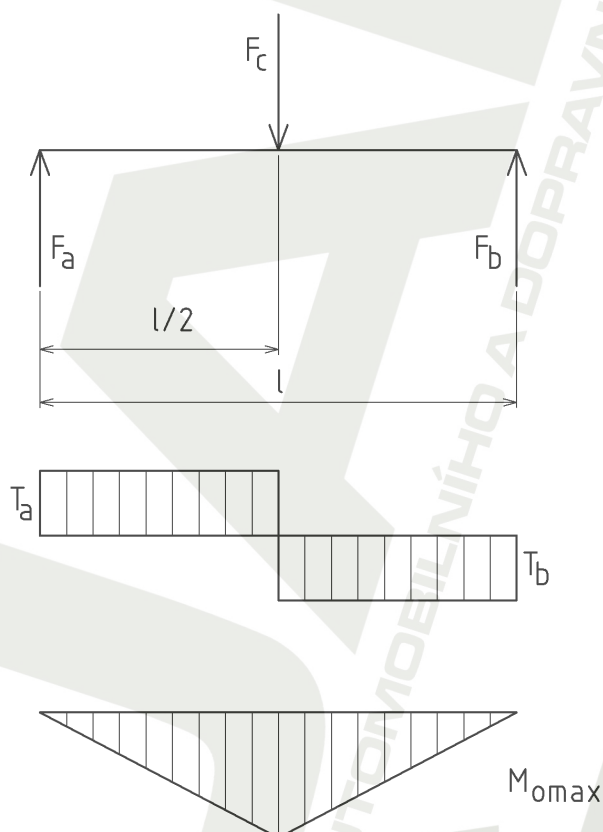
- kroutící moment na hřídeli

- vnější průměr hřídelové spojky

- vnitřní průměr hřídelové spojky

3.7 Výpočet hlavních nosníků

Předpokládám zjednodušený model pro výpočet takový, že hmotnost příčného vozíku, včetně hmotnosti přepravovaného válce, koncentruji do jednoho bodu obr. 37.



Obr. 37 VVÚ hlavního nosníku podélného pojezdu

- *Určení síly působící na jeden nosník:*

$$F_v = \frac{F_c}{2}$$

$$F_v = 12,5 \text{ kN}$$
(118)

$F_c = 25 \text{ kN}$ - celková síla působící na oba nosníky

- *Maximální ohybové napětí:*

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

dle [4] str. 35

$$\sigma_o = 13,88 \text{ MPa}$$
(119)

$M_o = 13,42 \cdot 10^3 \text{ Nm}$ - maximální ohybový moment na nosníku

$W_o = 967 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ - modul pružnosti v ohybu pro IPBv200 dle [7]

- *Maximální ohybový moment na nosníku:*

$$M_o = \frac{F_v \cdot l}{4}$$

dle [4] str. 43

$$M_o = 13,42 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$
(120)

$F_v = 12,5 \text{ kN}$ - síla působící na nosník

$l = 4,295 \text{ m}$ - délka nosníku

- *Průhyb hlavních nosníků v místě maximálního ohybového napětí:*

$$y_{\max} = \frac{F_v \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

dle [4] str. 43

$$y_{\max} = 0,923 \text{ mm}$$
(121)

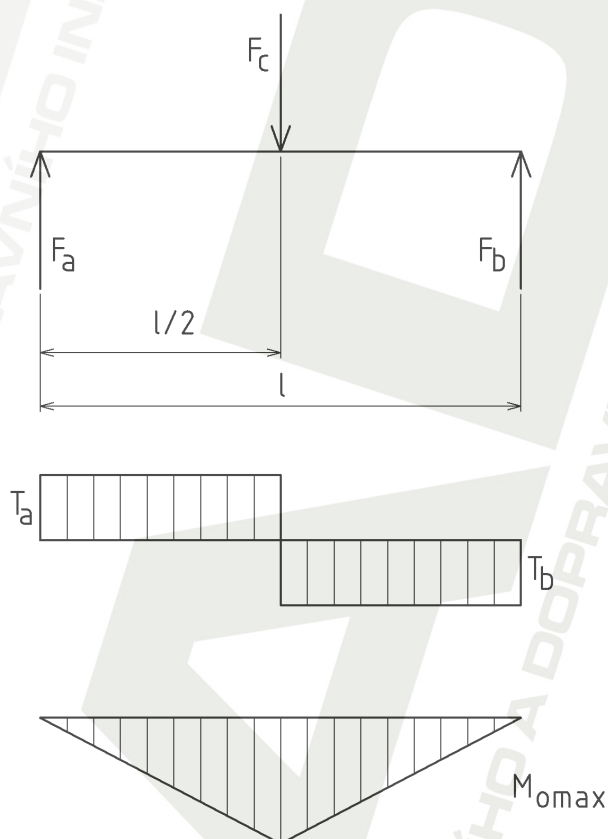
$I = 1,064 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$ - kvadratický moment profilu IPBv200 dle [7]

$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ - modul pružnosti v tahu

$l = 4,295 \text{ m}$ - délka nosníku

3.8 Výpočet profilu U100

Tento profil je součástí konstrukce vozíku zdvihu. Je k němu připevněna pohyblivá část zdvižné převodovky (obr. 20, poz.3).



Obr. 38 VVÚ profilu U100

- Určení síly působící na jeden profil:

$$F_v = \frac{F_1}{2}$$

$$F_v = 7,5 \text{ kN}$$

(122)

$F_c = 15 \text{ kN}$

- síla působící na oba profily U100

- *Maximální ohybové napětí:*

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma_o = 17,75 \text{ MPa}$$

dle [4] str. 35

(123)

$$M_o = 731,25 \text{ Nm}$$

$$W_o = 41,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

- maximální ohybový moment na profilu

- modul pružnosti v ohybu pro U100, dle [7]

- *Maximální ohybový moment na profilu:*

$$M_o = \frac{F_v \cdot l}{4}$$

$$M_o = 731,25 \text{ Nm}$$

dle [4] str. 43

(124)

$$l = 0,39 \text{ m}$$

- délka profilu U100

- *Průhyb profilu U100 v místě maximálního ohybového napětí:*

$$y_{\max} = \frac{F_v \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

$$y_{\max} = 0,021 \text{ mm}$$

dle [4] str.43

(125)

$$I = 2,06 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

- kvadratický moment profilu U100, dle [7]

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

- modul pružnosti v tahu

$$l = 0,39 \text{ m}$$

- délka profilu U100

4. PEVNOSTNÍ KONTROLA

Pomocí MKP (metoda konečných prvků) jsem provedl kontrolu vozíku příčného pojezdu.

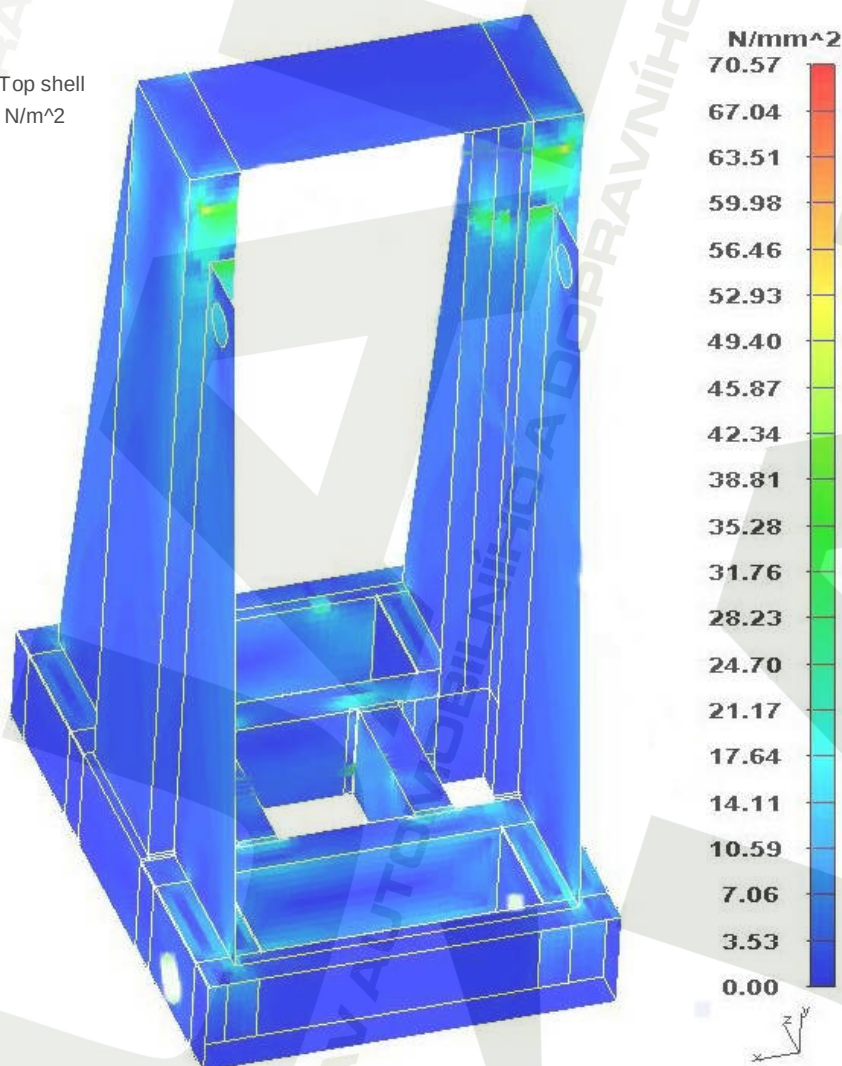
Metoda konečných prvků je numerická metoda sloužící k simulaci průběhů napětí a deformací. MKP je užívána především pro kontrolu již navržených zařízení, nebo pro stanovení kritického (nejnamáhanějšího) místa konstrukce. Je založena na řešení soustavy diferenciálních rovnic. Řešením soustavy těchto diferenciálních rovnic s materiálovými vlastnostmi získáme deformace a napjatost tělesa.

Z důvodu rozsahu diplomové práce je výpočet pouze kontrolní a nezabývám se další optimalizací dílu.

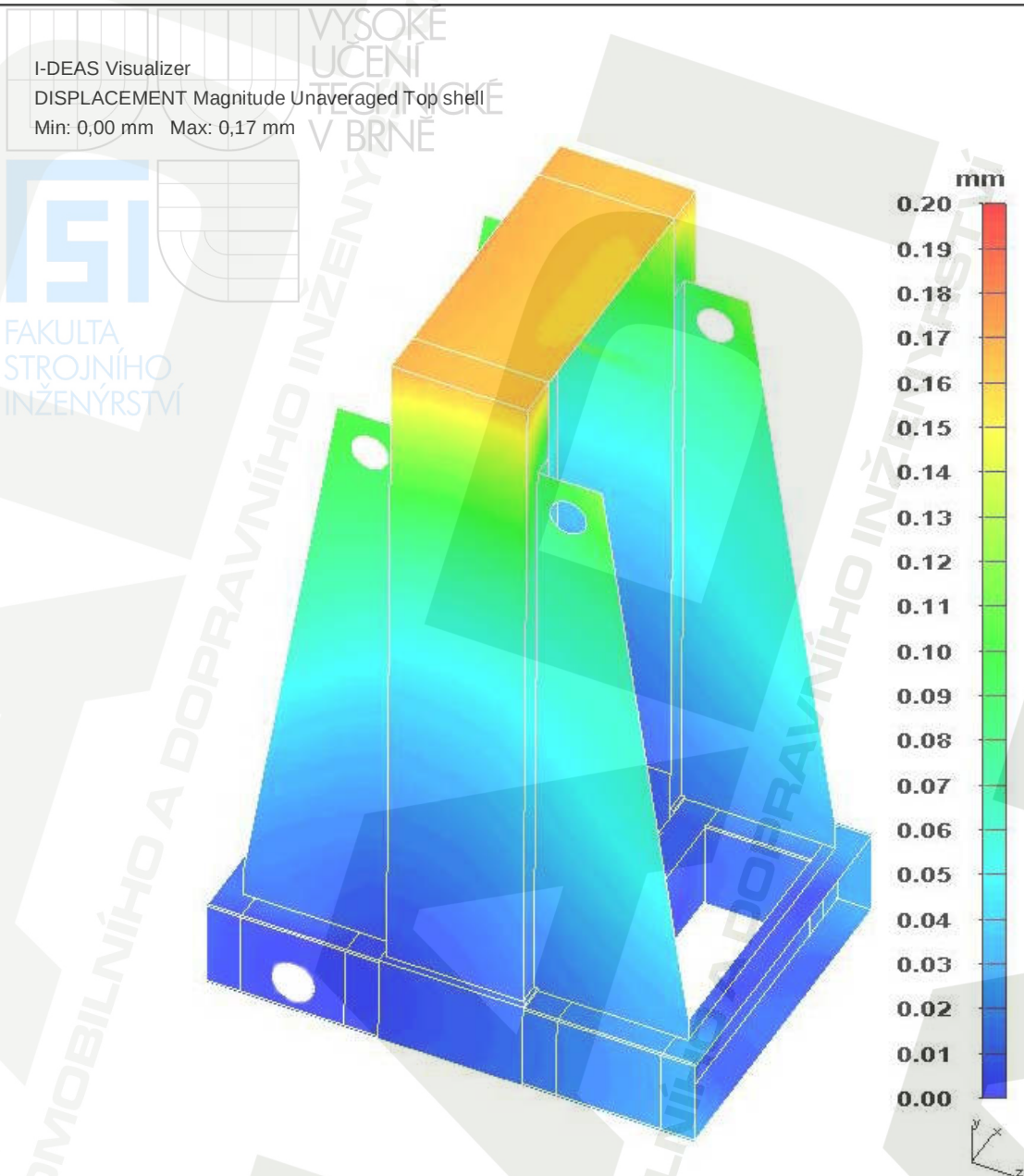
Pomocí programu I-DEAS jsem vytvořil výpočtový model rámu příčného vozíku manipulátoru. V modelu jsem použil prvky „constrain“ a „rigid“. Výsledky jsou patrné z následujících obrázků 39 - 42.

Rám vozíku příčného pojezdu plně zatížený. Je to stav, kdy přepravuji (zakládám) válec do horní pozice kartáčovacího stroje. Působí na něj hmotnost vozíku zdvihu, který je v nejvyšší možné poloze a také přepravovaný válec. Výsledná napětí a deformace jsou vidět na obrázcích 39 a 40. Maximální napětí rámu 59,95 MPa vyšlo v místě styku pojezdových kladek vozíku zdvihu se stojinami rámu (profil U280). Tato hodnota je menší než maximální dovolená hodnota napětí. Maximální deformace rámu vyšla 0,17 mm.

I-DEAS Visualizer
Stress Von Mises Unaveraged Top shell
Min: 0.00 N/mm² Max: 59.95 N/m²



Obr. 39 Napětí na rámu vozíku příčného pojezdu (plně zatížený)

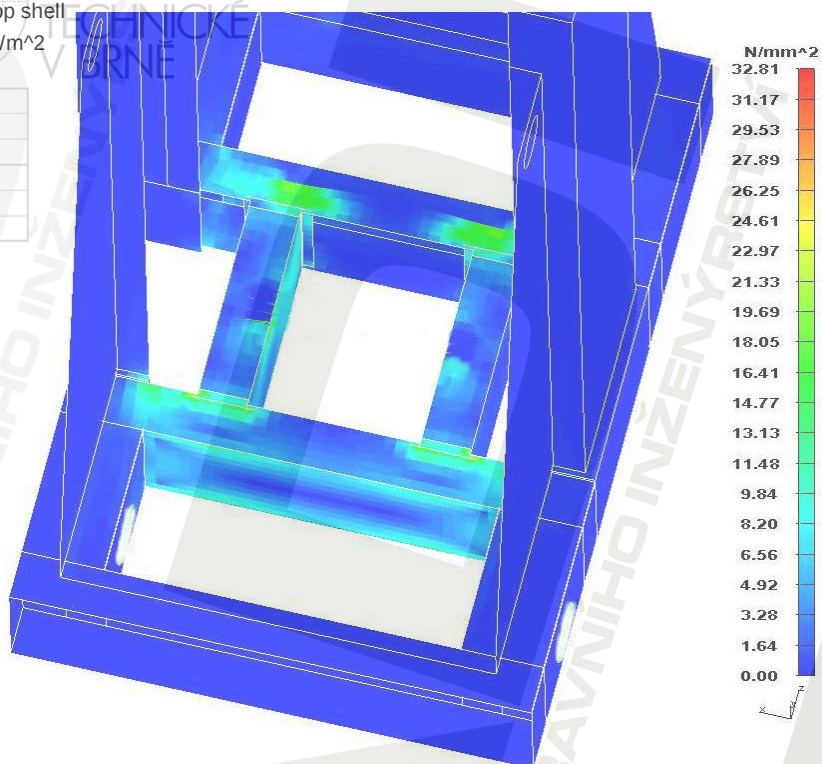


Obr. 40 Deformace rámu vozíku příčného pojezdu (plně zatížený)

Dále jsem ověřoval pevnost pouze spodní části tohoto rámu, který je z profilů U180. Na tyto profily působí hmotnost od vozíku zdvihu a hmotnost přepravovaného válce. Výsledná napětí a deformace jsou vidět na obrázcích 41 a 42. Maximální napětí spodní části rámu vyšlo 23,96 MPa. Tato hodnota je menší než maximální dovolená hodnota napětí. Maximální deformace rámu vyšla 0,0336 mm.

I-DEAS Visualizer

Stress Von Mises Unaveraged Top shell

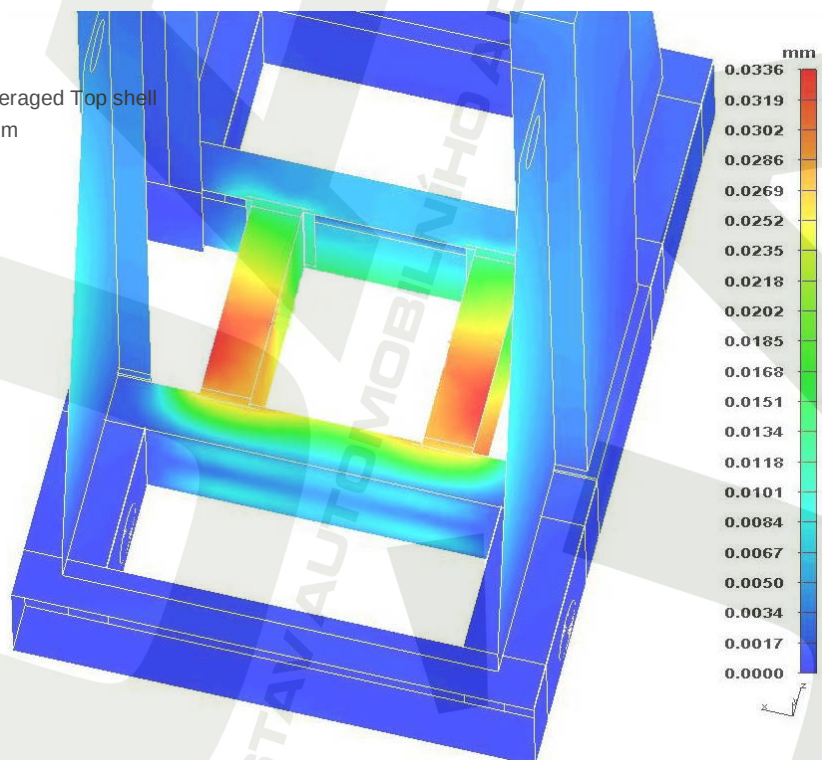
Min: 0,00 N/mm² Max: 23,96 N/mm²

Obr. 41 Napětí spodní části rámu vozíku příčného pojezdu

I-DEAS Visualizer

DISPLACEMENT Magnitude Unaveraged Top shell

Min: 0,00 mm Max: 0,0336 mm



Obr. 42 Deformace spodní části rámu vozíku příčného pojezdu

5. ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce byl navrhnout manipulátor pro zakládání válců. Provedl jsem funkční výpočty pojezdového ústrojí podélného a příčného pojezdu. Určil jsem síly, které budou působit na pojezdová kola. Pro podélný pojezd jsem zvolil pojezdy od firmy KULI. Jedná se o dva poháněné a dva poháněcí pojezdy. Tyto pojezdy jsem zkontroloval na otláčení. Pro příčný pojezd jsem zvolil výrobu pojezdových kol a následně kola zkontroloval na únosnost a na otláčení. Dále jsem zvolil pohonné jednotky pro pohon podélného a příčného pojezdu manipulátoru. Pohonné jednotky jsou od firmy Lenze. Jedná se o ploché elektro-převodovky. Tyto pohonné jednotky jsem zkontroloval na momentovou přetížitelnost.

Následoval návrh zdvihového ústrojí. Vybral jsem si zdvižnou převodovku od firmy Unimec. Zdvižná převodovka nevyžadovala výpočet. Převodovky jsou vyráběny pro určité hmotnosti, které jsou schopny zvednout. Pro pohon této převodovky jsem si opět vybral elektromotor od firmy Lenze. Tento motor se opět nepočítá, je dán tabulkově firmou Unimec.

Pevnostně jsem provedl kontrolu rámu příčného vozíku pomocí programu I-DEAS 11. Rám byl řešen pro zatížení od maximální hmotnosti přepravovaného válce, od hmotnosti vozíku zdvihu a vlastní tíhy. S ohledem na rozsah diplomové práce jsem neřešil optimalizaci.

Ve výkresové části jsem v rámci rozsahu diplomové práce nakreslil sestavu manipulátoru, sestavu vozíku podélného pojezdu, sestavu vozíku příčného pojezdu a sestavu vozíku zdvihu.

Modely a výkresová dokumentace manipulátoru, byly kresleny v programu Autodesk Inventor Professional 2008. Všechny výpočty jsem provedl v programu MathCad 2001i.

Návrh elektroinstalace a elektro-příslušenství tohoto manipulátoru není součástí diplomové práce.

V přílohách jsou fotografie manipulátoru po jeho realizaci.

6. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MYNÁŘ, B.: *Dopravní a manipulační zařízení*. Brno: elektronická skripta VUT v Brně, 2002.
- [2] ON 27 0106, *Navrhování mechanismů jeřábu*. Královopolská strojírna Brno, 1975.
- [3] *Katalog LENZE : ATEX -complaint geared motors.*, 2008. 488 s. Dostupný z WWW: <www.lenze.com>.
- [4] LEINVEBER, J. ŘASA, J. VÁVRA, P.; *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1 vydání, 1998, ISBN 80-7183-123-9.
- [5] *Strojírenská příručka*, interaktivní elektronická příručka, CADIS. 2002.
- [6] REMTA, F. a kol.; *Jeřáby I*. 1 vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1 vydání, 1956.
- [7] *Katalog FESTO*. [s.l.] : [s.n.], 2007. 400 s. Dostupný z WWW: <www.festo.com>.
- [8] *Katalog UNIMEC*. [s.l.] : [s.n.], 2006. 266 s. Dostupný z WWW: <www.unimec.eu>.
- [9] ŽDÍMAL, P. *Příspěvek k návrhovému výpočtu hřídele*. In *XLII mezinárodní konference kateder částí strojů a mechanismů*. Ostrava: Vysoká škola báňská - technická universita Ostrava, 2001. ISBN: 80-7078-919-0.

7. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Význam symbolu
b_1	m	účinná šířka plochy poježdění podélného pojezdu
b_2	m	účinná šířka plochy poježdění poháněcího kola příčného pojezdu
b_3	m	účinná šířka plochy poježdění poháněného kola příčného pojezdu
C_0	N	základní statická únosnost ložiska
C_{0r}	N	skutečná statická únosnost ložiska
C_r	N	základní dynamická únosnost ložiska
C_s	N	skutečná dynamická únosnost ložiska
d	m	příslušný průměr hřídele
D	m	průměr hřídelové spojky
D_1	m	průměr poježděcího kola podélného pojezdu
D_2	m	průměr poježděcího poháněcího kola příčného pojezdu
D_3	m	průměr poježděcího poháněného kola příčného pojezdu
E	MPa	modul pružnosti v tahu
e'	mm	součinitel valivého odporu
F_{1k1}	N	síla působící na jedno kolo podélného pojezdu
F_{1k1max}	N	maximální zatížení jednoho kola podélného pojezdu
F_{1k1min}	N	minimální zatížení jednoho kola podélného pojezdu
F_{1k2}	N	síla působící na jedno poháněcí kolo příčného pojezdu
F_{1k2max}	N	maximální zatížení jednoho poháněcího kola příčného pojezdu
F_{1k2min}	N	minimální zatížení jednoho poháněcího kola příčného pojezdu
F_{1k3}	N	síla působící na jedno poháněné kolo příčného pojezdu
F_{1k3max}	N	maximální zatížení jednoho poháněného kola příčného pojezdu
F_{1k3min}	N	minimální zatížení jednoho poháněného kola příčného pojezdu
F_a	N	síla působící na poháněcí kola příčného pojezdu
F_{ax}	N	síla působící na ložisko axiálně
F_b	N	síla působící na poháněná kola příčného pojezdu
F_c	N	síla působící na hřídel poháněcího kola
f_c	-	součinitel čepového tření
F_{k1}	N	síla působící na kola podélného pojezdu (celkové zatížení)
f_{k1}	-	součinitel trvanlivosti kola podélného pojezdu
F_{k1min}	N	minimální zatížení kol podélného pojezdu (bez břemene)
F_{k2}	N	síla působící na poháněcí kola příčného pojezdu (celkové zatížení)
f_{k2}	-	součinitel trvanlivosti kola příčného pojezdu
F_{k2min}	N	minimální zatížení poháněcích kol příčného pojezdu (bez břemene)
F_{k3min}	N	minimální zatížení poháněných kol příčného pojezdu (bez břemene)
f_{n1}	-	součinitel počtu otáček kola podélného pojezdu
f_{n2}	-	součinitel počtu otáček poháněcího kola příčného pojezdu
f_{n3}	-	součinitel počtu otáček poháněného kola příčného pojezdu
F_{rad}	N	síla působící na ložisko radiálně
F_v	N	síla působící na příslušný profil konstrukce
F_{zp1}	N	zrychlující síla podélného pojezdu
F_{zp2}	N	zrychlující síla vozíku příčného pojezdu

Symbol	Jednotka	Význam symbolu
g	m.s^{-2}	tíhové zrychlení
h_p	m	výška pera
I	m^4	kvadratický moment
I_1	kg.m^{-2}	moment setrvačnosti rotoru motoru podélného pojezdu
I_2	kg.m^{-2}	moment setrvačnosti rotoru motoru příčného pojezdu
I_{red1}	kg.m^{-2}	redukovaný moment setrvačnosti rotoru motoru podélného pojezdu
I_{red2}	kg.m^{-2}	redukovaný moment setrvačnosti rotoru motoru příčného pojezdu
k	Pa	součinitel závislý na materiálu kola
k_E	-	bezpečnost
K_{E1}	N	ekvivalentní stálé zatížení jednoho kola podélného pojezdu
K_{E2}	N	ekvivalentní stálé zatížení jednoho poháněcího kola příčného pojezdu
K_{max1}	N	přípustný tlak na kolo podélného pojezdu
K_{max2}	N	přípustný tlak na poháněcí kolo příčného pojezdu
K_{max3}	N	přípustný tlak na poháněné kolo příčného pojezdu
k_p	-	součinitel počtu per
l	m	délka příslušného profilu konstrukce
L_1	m	rozchod kol podélného pojezdu
l_1	m	rozvor kol podélného pojezdu
L_2	m	rozchod poháněcích kol příčného pojezdu
l_2	m	rozvor poháněcích kol příčného pojezdu
l_p	m	funkční délka pera
M_F	Nm	moment síly větru
M_k	Nm	kroučící moment
m_{k1}	kg	předpokládaná hmotnost manipulátoru
m_{k2}	kg	předpokládaná hmotnost vozíku příčného pojezdu
M_m	Nm	moment síly od hmotnosti zatíženého manipulátoru na nakloněné rovině
M_{n1}	Nm	jmenovitý moment motoru podélného pojezdu
M_{n2}	Nm	jmenovitý moment motoru příčného pojezdu
m_Q	kg	maximální dovolená hmotnost břemene
M_{rozj1}	Nm	celkový rozjezdový moment podélného pojezdu
M_{rozj2}	Nm	celkový rozjezdový moment motoru příčného pojezdu
M_{T1}	Nm	moment pasivních odporů podélného pojezdu
M_{T2}	Nm	moment pasivních odporů vozíku příčného pojezdu
M_{zp1}	Nm	moment zrychlujících sil hmotností přímočaře se pohybujících manipulátoru
M_{zp2}	Nm	moment zrychlujících sil hmotností přímočaře se pohybujících vozíku příčného pojezdu
M_{zr1}	Nm	moment zrychlujících sil podélného pojezdu
M_{zr2}	Nm	moment zrychlujících sil vozíku příčného pojezdu
n_{k1}	min^{-1}	otáčky kola podélného pojezdu
n_{k2}	min^{-1}	otáčky poháněcího kola příčného pojezdu
n_{k2}	min^{-1}	otáčky poháněného kola příčného pojezdu
n_p	-	počet per
P_{01}	W	předběžný výkon motoru podélného pojezdu
P_{02}	W	předběžný výkon motoru příčného pojezdu

Symbol	Jednotka	Význam symbolu
P_{0R2}	N	statické ekvivalentní zatížení
p_{1max}	Pa	maximální dovolený tlak na kolo podélného pojezdu
p_{2max}	Pa	maximální tlak na poháněcí kolo příčného pojezdu
p_{3max}	Pa	maximální tlak na poháněné kolo příčného pojezdu
p_D	Pa	dovoleno tlak na kolo
P_{n1}	W	jmenovitý výkon motoru podélného pojezdu
P_{n2}	W	jmenovitý výkon motoru příčného pojezdu
P_R	N	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
P_{rozj1}	W	výkon motoru podélného pojezdu na konci rozjíždění
P_{rozj2}	W	výkon motoru příčného pojezdu na konci rozjíždění
R_1	m	poloměr pojížděcího kola podélného pojezdu
r_1	m	poloměr čepu kol podélného pojezdu
R_2	m	poloměr poháněcího pojížděcího kola příčného pojezdu
r_2	m	poloměr čepu kol vozíku příčného pojezdu
R_3	m	poloměr poháněného pojížděcího kola příčného pojezdu
r_p	m	výstupní poloměr hřídele
s_0	-	součinitel při statickém zatížení ložiska
T_1	N	tažná síla podélného pojezdu překonávající pasivní odpory
T_2	N	tažná síla příčného pojezdu překonávající pasivní odpory
t_a	s	doba rozjezdu
T_h	hod	trvanlivost ložisek
v_1	m.min ⁻¹	rychlost pojíždění podélného pojezdu
v_2	m.min ⁻¹	rychlost pojíždění příčného pojezdu
W_k	m ³	modul pružnosti v krutu
W_o	m ³	modul pružnosti v ohybu
X_1	-	součinitel při dynamickém zatížení ložiska
Y_1	-	součinitel při dynamickém zatížení ložiska
y_{max}	m	maximální průhyb
Y_n	-	trvanlivost
α	-	součinitel zahrnující vliv dalších rotujících hmotností kromě motoru
α_k	-	koeficient pro krut
α_o	-	koeficient pro ohyb
η_c	-	celková mechanická účinnost
σ_o	MPa	napětí v ohybu
σ_{red}	MPa	redukované napětí
τ_k	MPa	napětí v krutu
χ	-	součinitel vyjadřující způsob vedení podélného (příčného) pojezdu

8. SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE**Název výkresu****Číslo výkresu**

Manipulátor pro zakládání válců

9-1762

Podélný vozík manipulátoru

9-1762-1S

Příčný vozík manipulátoru

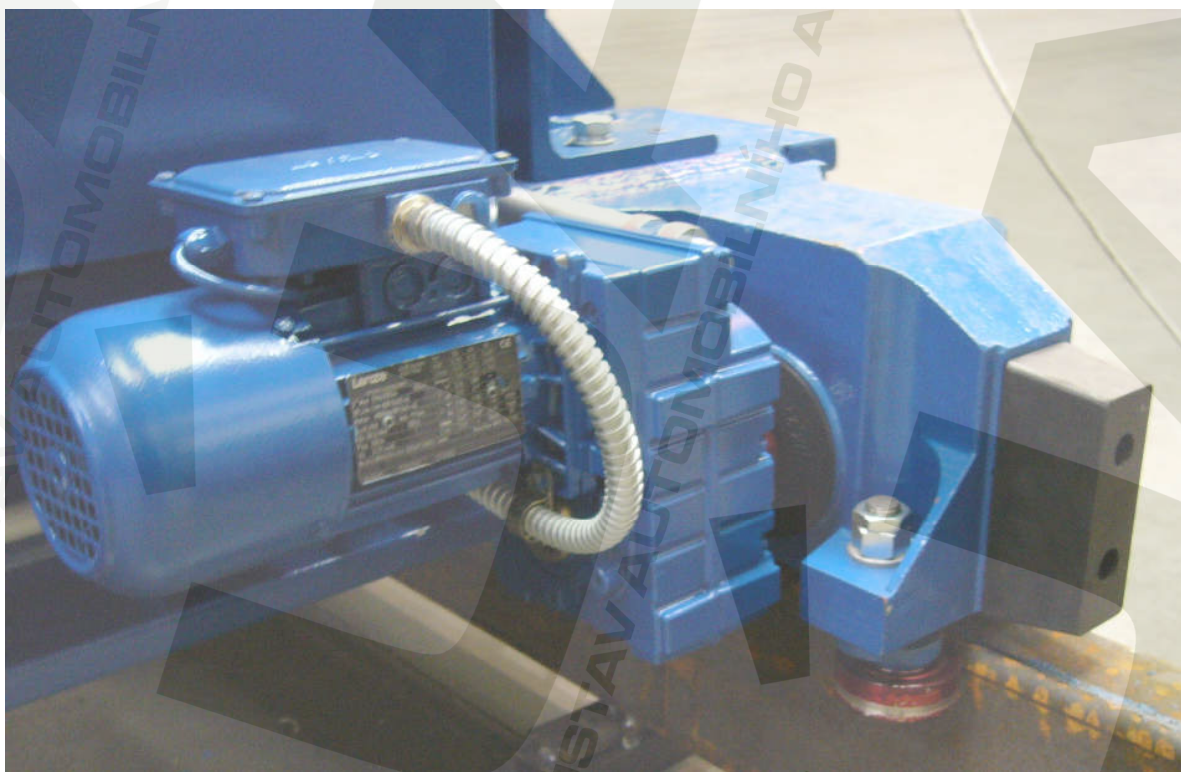
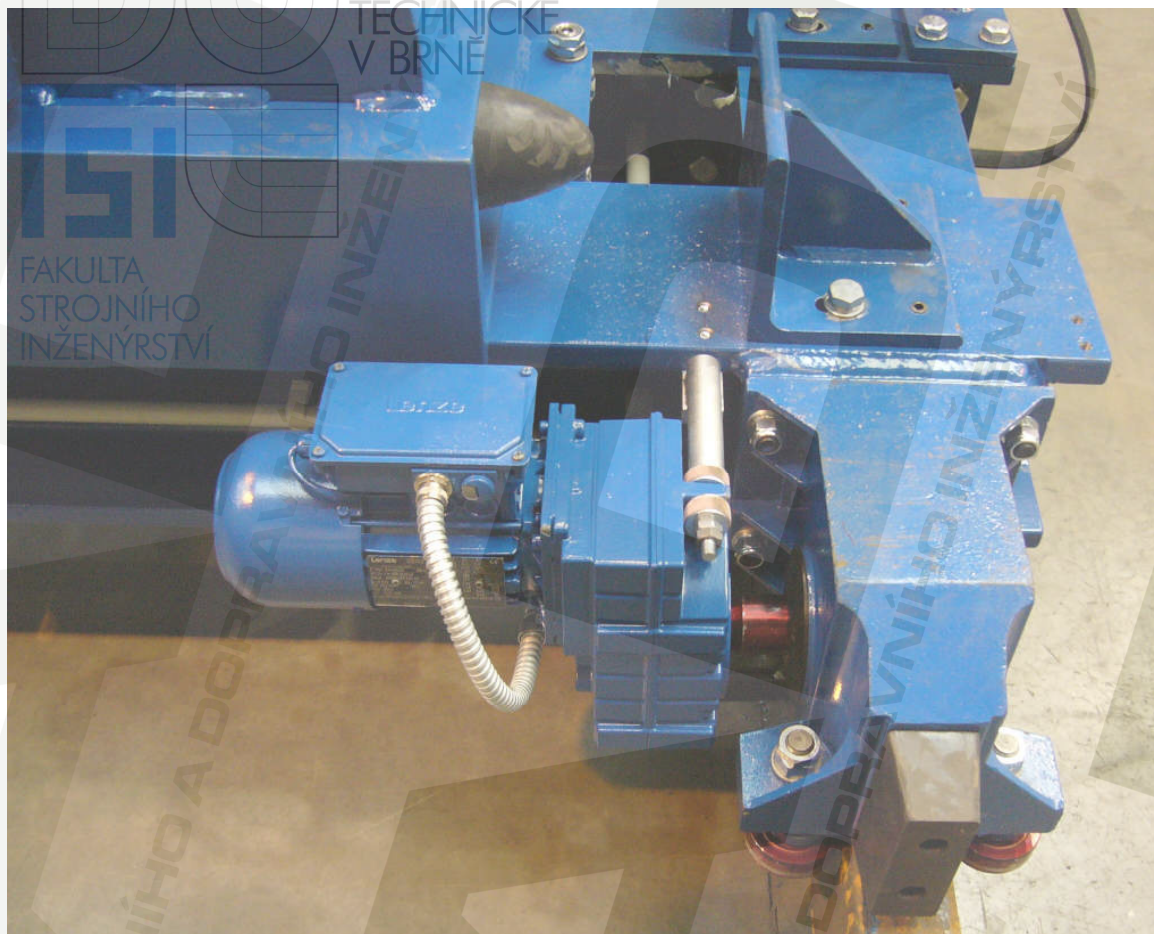
9-1762-2S

Vozík zdvihu

9-1762-2.10S

9. PŘÍLOHY**PŘÍLOHA 1** Celkový pohled na manipulátor

PŘÍLOHA 2 Vozík příčného pojezdu a zdvihové ústrojí manipulátoru

PŘÍLOHA 3 Pohon podélného pojezdu (elektro-pohon LENZE + pojezd KULI)

PŘÍLOHA 4 Zdvihové ústrojí manipulátoru (zdvíhací převodovka UNIMEC)

PŘÍLOHA 5 Způsob přepravování válce, pomocí manipulátoru.