



VYSOKÉ UČENÍ TECHICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PŘESUVNA ELEKTROMECHANICKÁ

TRANSFER TABLE ELEKTROMECHANICAL

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. PAVEL PŘECHTÍLEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Přecechtílek

který/která studuje v **magisterském 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:

Přesuvna elektromechanická

v anglickém jazyce:

Transfer table electromechanical

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte technickou zprávu s konstrukčním návrhem přesuvny pro přemísťování svazků plechu s rozvahou konstrukce elektromechanické a elektrohydraulické, s důležitými technickými výpočty.

Nakreslete sestavný výkres vybrané koncepce řešení.

Nakreslete vybrané detailní výkresy stroje, proveďte pevnostní posouzení vybraného celku.

Rozměry tabulí plechu šířka tabule 2000mm

 délka tabule 2600mm

Zdvih přesuvny - nákladu 50mm

Rychlost pojezdu 150mm.s-1

Minimální nosnost 10000kg

Výška přesuvny při max. zdvihu 540mm

Cíle diplomové práce:

Vypracovat technickou rozvahou elektromechanického a elektrohydraulického pohonu a zdvihu přesuvny. Provést technické výpočty. Provést maximální nosnost stroje i s případnými konstrukčními úpravami.

Nakreslit sestavný výkres vybrané koncepce řešení.

Nakreslit vybrané detailní výkresy stroje, provést pevnostní posouzení vybraného celku.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Bigoš P., Kuřka J., Kopas M., Mantič M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. 2012. ISBN 978-80-553-1187-6
3. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
4. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
5. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
6. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988.
7. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
8. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 18.11.2013



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je provést konstrukční návrh přesuvny pro přemísťování svazků plechů s rozvahou konstrukce elektromechanické a elektrohydraulické a provést důležité technické výpočty. Úvod práce obsahuje popis použitého konstrukčního řešení s popisem jednotlivých částí přesuvny a přehled použitých komponentů od jednotlivých výrobců.

Práce zahrnuje funkční výpočet, který obsahuje zejména návrh a kontrolu pohonu pojezdového a zdvihacího ústrojí, výpočet rychlosti pojezdu a zdvihu břemene, dále řetězových převodů a dalších konstrukčních celků přesuvny. Závěr práce se zabývá pevnostním posouzením rámu přesuvny pomocí metody konečných prvků a také posouzením maximální nosnosti stroje a případných konstrukčních úprav.

Součástí práce je i požadovaná výkresová dokumentace, tedy sestavný výkres přesuvny, kolejnicové dráhy a detailní výkresy rámu a excentrů pojezdových kol.

KLÍČOVÁ SLOVA

Přesuvna, excentr, navíjecí vačka, kolejnicová dráha, pojezdová kola, MKP, rám, řetěz

ABSTRACT

The aim of this thesis is to design a proposal of Transfer table electromechanical earmarked for transporting packs of sheets of tin with balance-sheet of electromechanical and electrohydraulic construction and to make important technical calculations. The introduction contains a description of the used constructional solution with the description of the individual parts of the transfer table and survey used components from different producer.

The work includes functional calculations, which mainly includes the design and control of power running and lifting gear, calculate speeds and lift loads, the chain drives and other assemblies Transverse. Conclusion of this work deals with the assessment of the frame strength of the Transfer table using the finite element method. Further the work deals with the assessment of the maximum capacity of the machine and with any design modifications.

The work also contains a design documentation, especially the plan of the Transfer table and detailed drawings of the frame and eccentric casters.

KEYWORDS

Transfer table, eccentric casters, cam, rail track, wheel, FEM, frame, chain



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PŘECECHTÍLEK, P. *Přesuvna elektromechanická*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 88s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Bc. Pavel Přecechtílek



PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat mému vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Jiřímu Maláškoví, Ph.D. za odborné rady, které mi poskytl při zpracování této práce. Dále mé přítelkyni za její podporu při studiu.

OBSAH

Úvod	11
1.1 Přesuvna.....	11
1.2 Schéma přesuvny	12
1.3 Schéma kolejnicové dráhy	12
1.4 Technická rozvaha jednotlivých druhů pohonu	13
2 Konstrukční řešení přesuvny	14
2.1 Rám přesuvny	14
2.2 Excentry pojezdových kol	15
2.3 Čepy excentrů	15
2.4 Pojezdové hřídele.....	16
2.5 Táhlo	16
2.6 Závěsy.....	17
2.7 Navíjecí vačka.....	17
2.8 Napínací zařízení řetězu zdvihu.....	18
2.9 Stojiny pro přepravovaný materiál	18
2.10 Princip funkce přesuvny.....	19
2.11 Kolejnicová dráha	20
2.12 Nosná krycí deska	20
3 Použité komponenty	21
3.1 Pojezdové ústrojí.....	21
3.1.1 Elektromotor.....	21
3.1.2 Převodovka	22
3.1.3 Brzda.....	23
3.2 Zdvihací ústrojí	25
3.2.1 Elektromotor.....	25
3.2.2 Převodovka	25
3.2.3 Brzda.....	26
3.3 Řetězy a řetězová kola	27
3.3.1 Řetěz pojezdového ústrojí	27
3.3.2 Řetěz zdvihového ústrojí	28
3.3.3 Řetězová kola	29
3.4 Ložiska.....	30
3.5 Pojezdová kola.....	32
3.6 Kolejnice	33
3.7 Podložky kolejnic	33

3.8	Ovládání přesuvny	34
3.9	Pružinový kabelový buben.....	35
4	Funkční výpočet	36
4.1	Určení celkové hmotnosti	36
4.2	Maximální síla působící na jedno kolo přesuvny	36
4.3	Průměr pojezdových kol	36
4.3.1	Účinná šířka kolejnice	37
4.3.2	Součinitel počtu otáček.....	37
4.3.3	Součinitel trvanlivosti.....	37
4.4	Kontrola pojezdových kol.....	38
4.4.1	Kontrola síly působící na jedno pojezdové kolo	38
4.4.2	Kontrola průměru pojezdových kol	39
4.5	Předběžný návrh pohonu pojezdu.....	40
4.5.1	Tažná síla.....	40
4.5.2	Výkon motoru při ustálené rychlosti	41
4.5.3	Potřebné otáčky převodovky pro požadovanou rychlost pojezdu	41
4.5.4	Skutečná pojezdová rychlost přesuvny.....	42
4.6	Kontrolní výpočet pohonu pojezdu.....	43
4.6.1	Moment motoru potřebný k rozjezdu	43
4.6.2	Kontrola tažné síly motoru vzhledem k adhezni tíze přesuvny	46
4.7	Návrh provozní brzdy pojezdového ústrojí	47
4.7.1	Minimální doba zastavení – kontrola na blokování.....	47
4.7.2	Potřebný brzdny moment	48
4.7.3	Doba zastavování bez použití brzdy	49
4.8	Návrh pohonu mechanismu zdvihu	50
4.8.1	Výpočet zdvihu přesuvny	51
4.8.2	Určení sil od zatížení, působících na čepy excentrů.....	52
4.8.3	Určení síly v táhle.....	53
4.8.4	Určení síly v řetězu zdvihu.....	54
4.8.5	Potřebny moment na navíjecí vačce	55
4.8.6	Rychlost zdvihu nákladu	55
4.9	Návrh a kontrola per	58
4.9.1	Pero mezi řetězovým kolem a pojezdovou hřídelí	58
4.9.2	Pero mezi výstupní hřídelí převodovky pojezdu a řetězovým kolem	59
4.9.3	Pero mezi výstupní hřídelí převodovky zdvihu a navíjecí vačkou.....	60
4.10	Návrh a kontrola řetězu pojezdu	61
4.10.1	Diagramový výkon – volba vhodného řetězu.....	61

4.10.2	Obvodové rychlosti řetězu.....	62
4.10.3	Průměry řetězových kol.....	62
4.10.4	Počet článků řetězu.....	63
4.10.5	Skutečná vzdálenost os ozubených kol	63
4.10.6	Tažná síla na řetězovém kole.....	64
4.10.7	Odstředivá síla působící na řetěz	64
4.10.8	Statická bezpečnost řetězu.....	64
4.10.9	Dynamická bezpečnost řetězu	64
4.10.10	Kontrola tlaku v kloubech řetězu.....	65
4.11	Návrh a kontrola řetězu zdvihu	66
4.11.1	Statická bezpečnost řetězu.....	66
4.11.2	Dynamická bezpečnost řetězu	66
4.12	Kontrola čepu v táhle	67
4.12.1	Kontrola čepu na smykové namáhání.....	67
4.12.2	Kontrola čepu na otláčení	67
5	Pevnostní výpočet.....	68
5.1	Metoda konečných prvků v programu I-deas	68
5.2	Řešení v programu I-deas	68
5.3	FEM model rámu	69
5.3.1	Tvorba FEM modelu	69
5.3.2	Použité prvky.....	70
5.4	FEM analýza navržené konstrukce	71
5.4.1	Průběh napětí a deformace rámu, od tíhy břemene a vlastní hmotnosti rámu....	72
5.4.2	Průběh napětí a deformace rámu, od síly působící na navíjecí vačku	73
5.4.3	Průběh napětí a deformace rámu od celkového zatížení	74
5.5	Vyhodnocení FEM analýzy	75
5.6	Konstrukční úpravy rámu	75
5.7	Konstrukční úpravy pro zvýšení nosnosti přesuvny	75
	Závěr.....	76
	Seznam použitých zkratk a symbolů	79
	Seznam příloh.....	84
	Přílohy	85

ÚVOD

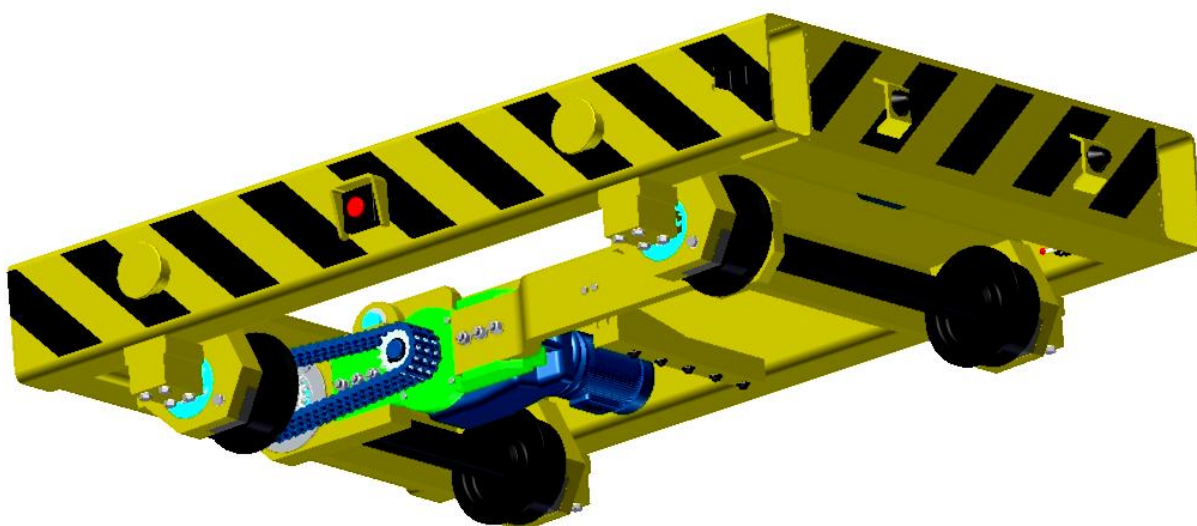
1.1 PŘESUVNA

Přesuvna je určena pro přemisťování svazků plechů mezi jednotlivými pracovišti v železárnách. Přepřavované plechy budou následně použity při výrobě karoserií osobních automobilů. Přesuvna může být tedy použita například mezi lisovnou a skladem, případně kdekoliv, kde bude potřeba manipulovat s materiálem mezi dvěma stanovišti.

Vzhledem k požadované minimální nosnosti přesuvny, která činí deset tun, je konstrukce navržena robustně s ohledem na celkovou jednoduchost konstrukce a minimálními požadavky na údržbu během provozu.

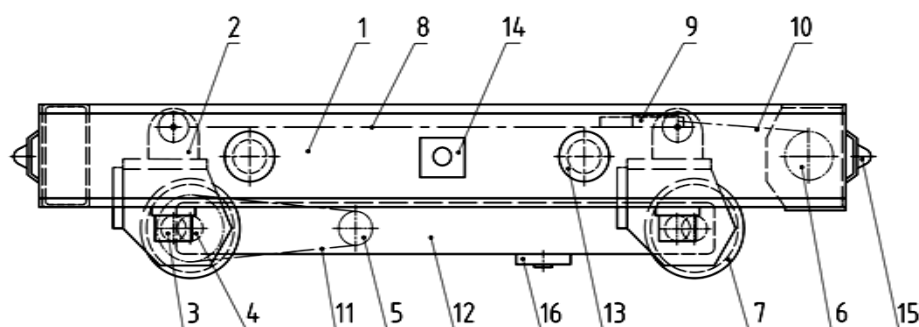
Přesuvna je vybavena celkem dvěma pohony, a to pohonem pojezdu, který přesuvně umožňuje pojíždět po kolejnicové dráze, a pohonem zdvihu sloužícím ke změně celkové výšky přesuvny. Díky této změně dochází k nakládání a vykládání břemene. Přepřavované svazky plechů jsou ukládány na stojiny, které jsou umístěny v krajních pozicích kolejnicové dráhy. Pro pohony zdvihu i pojezdu byly zvoleny elektromotory s převodovkou od společnosti Nord, a to zejména díky jednoduché montáži, malým zástavbovým rozměrům a nízkým pořizovacím nákladům.

Ovládání přesuvny je buď zcela automatické dle zvoleného programu, nebo pomocí obsluhy, která přesuvnu ovládá z ovládacího panelu. V automatickém režimu je poloha přesuvny řízena koncovými a nájezdovými spínači, kterými je přesuvna a kolejnicová dráha vybavena. Elektromotor pojezdu je řízen frekvenčním měničem, který umožňuje plynule regulovat pojezdovou rychlost přesuvny.



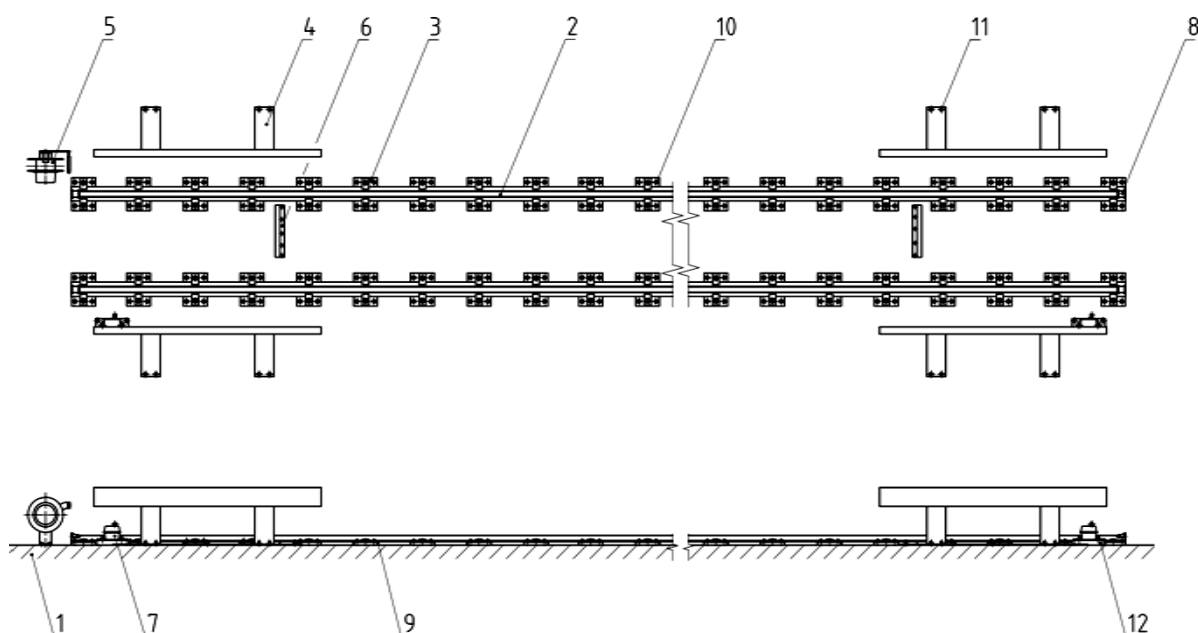
Obr. 1 Přesuvna elektromechanická

1.2 SCHÉMA PŘESUVNY



- | | |
|------------------------------|-------------------------------|
| 1... Rám přesuvny | 9... Napínací zařízení řetězu |
| 2... Excentr pojezdových kol | 10... Řetěz zdvihu |
| 3... Čep excentru | 11... Řetěz pojezdu |
| 4... Pоеzdová hřídel | 12... Závěs |
| 5... Pohon pojezdu | 13... Manipulační patka |
| 6... Pohod zdvihu | 14... Nouzový vypínač |
| 7... Pоеzdové kolo | 15... Pryžový nárazník |
| 8... Táhlo | 16... Kapacitní snímač polohy |

1.3 SCHÉMA KOLEJNICOVÉ DRÁHY



- | | |
|--|---|
| 1... Podlaha (základna) | 7... Nájezdový spínač nouzového zastavení |
| 2... Kolejnice | 8... Doraz koleje |
| 3... Deskový pražec | 9... Podložka kolejnic typu MK II |
| 4... Stojiny pro přepravovaný materiál | 10... Kotevní šroub pražců |
| 5... Navíjecí buben napájecího kabelu | 11... Kotevní šroub stojin |
| 6... Nájezdová lišta kapacitních snímačů | 12... Podložka nájezdového spínače |

1.4 TECHNICKÁ ROZVAHA JEDNOTLIVÝCH DRUHŮ POHONU

Pro pohon přesuvny je možné zvolit několik druhů pohonů spolu s různým konstrukčním řešením. Nejpoužívanější druhy pohonů u podobných zařízení jsou pohony využívající energii elektrickou nebo hydraulickou v kombinaci s různými mechanismy. Každý druh pohonu má své výhody i nevýhody. Pro náš případ, kdy je zapotřebí jen malý zdvih, je plně dostačující použití elektromechanického pohonu zdvihu. Kombinace elektromechanického a elektrohydraulického pohonu by byla ekonomicky nákladná, proto se i pro pohon pojezdu použije elektromotor. Konstrukční řešení popsané v této práci založené na excentrickém uložení pojezdových kol k rámu přesuvny by bylo možné nahradit například nůžkovým nebo pákovým mechanismem. S přihlédnutím k malému požadovanému rozsahu pohybu a značné tuhosti a jednoduchosti zvoleného řešení se dá toto řešení považovat za plně dostačující. Výhodou je také snadné seřízení požadované výšky přesuvny.

K pohonu pojezdového a zdvihového ústrojí by bylo také možno použít hydraulický obvod skládající se z hydraulického agregátu, který by skrze šoupátkový rozvaděč, hydraulický zámek a pojistné ventily poháněl pomaloběžný hydromotor a hydraulický válec. Výhodou tohoto řešení by bylo zejména snadné zajištění proti přetížení a jednoduché blokování pohybu. V současné době jsou také hmotnost a rozměry hydraulických agregátů nižší než elektromotory s převodovkou o stejném výkonu. Oproti tomu je hydraulický obvod značně citlivý na nečistoty obsažené v hydraulické kapalině a jeho vlastnosti jsou vázány právě na vlastnosti použité kapaliny. Další nevýhodou hydraulického pohonu jsou nezanedbatelné ztráty při přenosu energie, má tedy nižší účinnost.

Regulace rychlosti pojezdu je u použitého elektropohonu řešena pomocí frekvenčního měniče, kterým je elektrický obvod pohonu vybaven. Toto řešení je v současnosti naprosto běžné a jeho výhodou je snadná regulace pojezdové rychlosti, jednoduchá obsluha, nízké pořizovací náklady a vysoká spolehlivost. U pohonu zdvihu je změna rychlosti zdvihu dosažena seříznutím navíjecí vačky tak, aby byl její poloměr v okamžiku kontaktu rámu s břemenem co nejmenší, a tedy i navíjecí rychlost řetězu zdvihu a rychlost zdvihu přesuvny minimální, tak je snadno a elegantně zaručeno řízení rychlosti zdvihu a dosažení minimálních rázů při kontaktu rámu s břemenem. U pohonu hydraulickým válcem by tato změna rychlosti musela být elektronicky řízena, což by opět způsobilo vyšší finanční náklady. Pohon pomocí elektromotorů je také minimálně náročný na údržbu a je velmi spolehlivý. Kabele elektroinstalace jsou vedeny uvnitř bočnic, které jsou tvořeny obdélníkovými uzavřenými profily, tudíž nehrozí jejich poškození při provozu. Poškození hydraulického vedení nebo případný únik hydraulické kapaliny by mohli způsobit vyřazení přesuvny z provozu.

Komponenty u hydraulického pohonu mají poměrně velké nároky na geometrickou přesnost součástí a na minimální vůle mezi vzájemně se pohybujícími prvky, což by mohlo způsobit komplikace u pohonu zdvihového ústrojí. Naopak použitý řetěz zdvihu tyto nepřesnosti do jisté míry tlumí a eliminuje, snese i případné větší deformace konstrukce.

Celková náročnost konstrukce poháněná pomocí hydromechanického pohonu je tedy bezesporu větší než při použití navrženého elektromechanického pohonu.

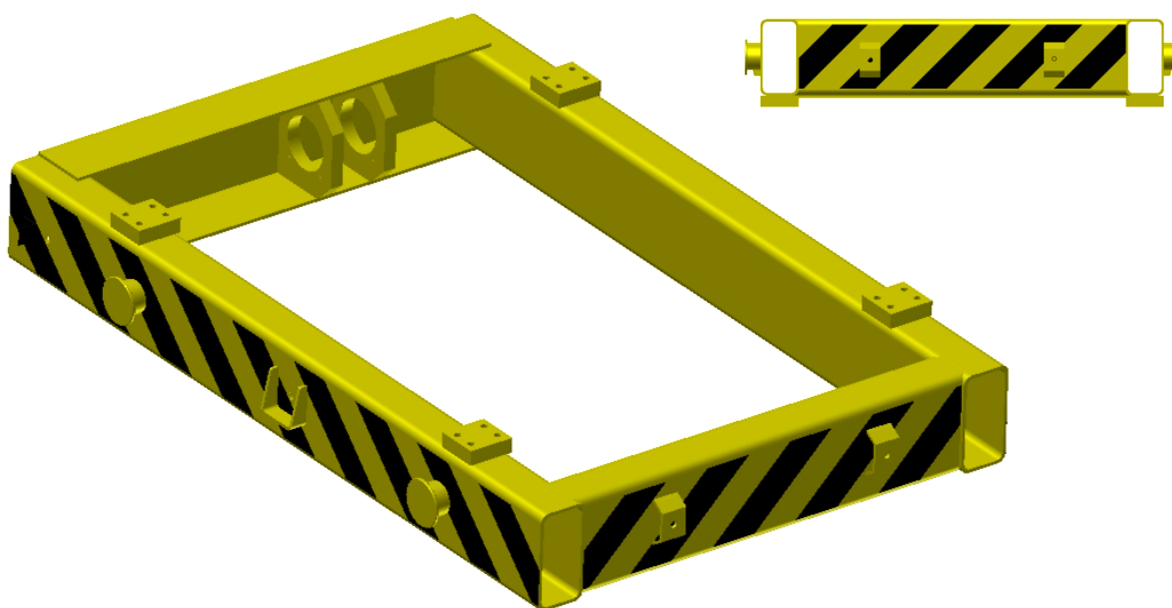
2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PŘESUVNY

2.1 RÁM PŘESUVNY

Základ konstrukce tvoří rám přesuvny, který je zároveň hlavním nosným prvkem. K rámu jsou uchyceny excentry pojezdových kol a pohon zdvihu.

Konstrukce rámu je řešena jako svařek z uzavřených obdélníkových profilů (jäcklů) a plochých tyčí. Bočnice rámu jsou tvořeny jäckly o rozměrech 300x150mm a síle stěny 6mm z konstrukční oceli HS S355J2H [7]. Na straně uložení pohonu zdvihu je rám svařen pouze z plochých tyčí síly 6mm, mezi které jsou umístěny dvě desky pro uložení ložisek navíjecí vačky a uchycení převodovky s elektromotorem. K bezpečnému vedení kabelů elektroinstalace jsou bočnice rámu opatřeny otvory tak, aby bylo možné vést kabely uvnitř rámu a snížilo se nebezpečí jejich poškození při provozu. Na spodní straně rámu jsou navařeny čtyři příruby pro uchycení čepů excentrů, pomocí nichž se k rámu připojují excentry s pojezdovými koly. Boční strany jsou opatřeny celkem čtyřmi manipulačními patkami, které slouží pro manipulaci s přesuvnou pomocí jeřábu, mezi patkami je umístěno tlačítko total-stop pro nouzové zastavení přesuvny. Čelní strany rámu jsou vybaveny pryžovými nárazníky k tlumení případných rázů. Rám je opatřen kontrastním nátěrem pro lepší viditelnost přesuvny.

Rám přenáší veškeré zatížení od nákladu na kolejnice, proto musí být jeho konstrukce dostatečně pevná a robustní. Nesmí docházet k nadměrné deformaci rámu, neboť tato deformace by mohla způsobit nerovnoměrné rozložení váhy mezi jednotlivými koly. Tato situace by měla za následek zvýšení kontaktního tlaku mezi kolem a kolejnicí a mohla by být příčinou rychlejšího opotřebení součástí. Také kontakt kola s kolejnicí jen na její hraně je nepříznivý jev způsobující zvýšené opotřebení, případně i poškození kolejnic.

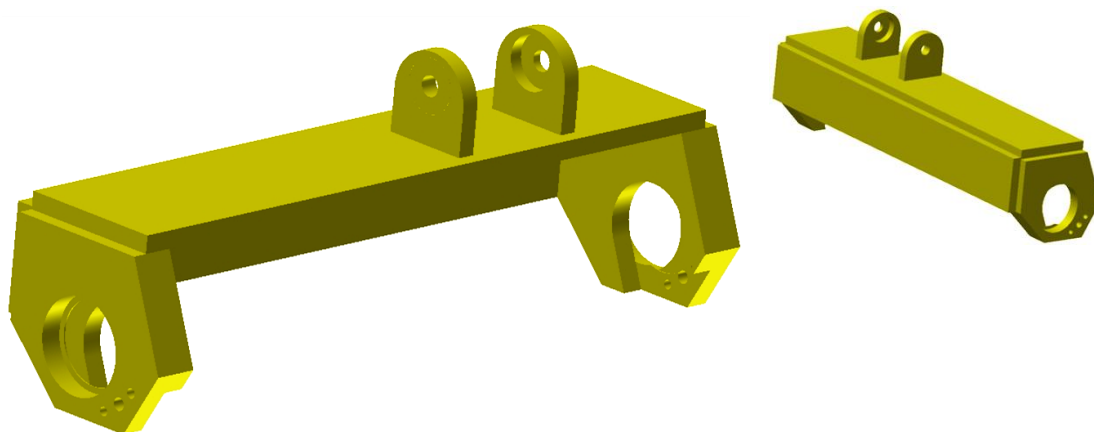


Obr. 2 Rám přesuvny

2.2 EXCENTRY POJEZDOVÝCH KOL

Excentry umožňují vertikální pohyb přesuvny, a to díky excentrickému uložení pojezdových hřídelí k rámu přesuvny. Vzdálenost osy ložiska čepu excentru sloužící k uchycení excentru k rámu je od osy ložiska pojezdové hřídele 50mm. Na tomto rozměru je založen výpočet rychlosti zvedání nákladu, výšky zdvihu i zatížení táhla a řetězu zdvihu. Z tohoto důvodu je velmi důležité přesně dodržet tuto předepsanou vzdálenost.

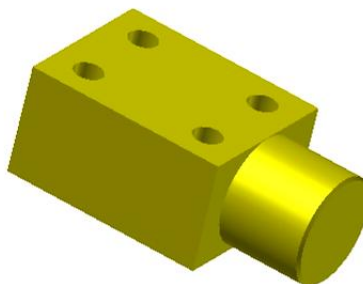
Konstrukce excentrů je tvořena ze dvou desek síly 30mm přivařených do tvaru "L" na dvě bočnice. Na horní desce jsou pak přivařeny držáky sloužící k uchycení táhla. Na vnitřních stranách bočnic jsou pod úhlem 22° ke spodní hraně bočnice vyfrézované otvory sloužící pro uložení ložisek pojezdových hřídelí. Ložisko je v těchto otvorech zapřeno protikusem, jehož poloha je vymezena dvěma kolíky a šroubem. Otvory pro tyto kolíky a šroub je při výrobě nutno vrtat s protikusem a zapřeným ložiskem. Jednotlivé dvojice jsou označeny čísla tak, aby nedošlo k záměně. Z vnějších stran bočnic jsou otvory pro uložení ložisek čepů excentrů, pomocí kterých se excentry připojují k rámu, toto uložení umožňuje rotaci excentrů kolem své osy.



Obr. 3 Excentry

2.3 ČEPY EXCENTRŮ

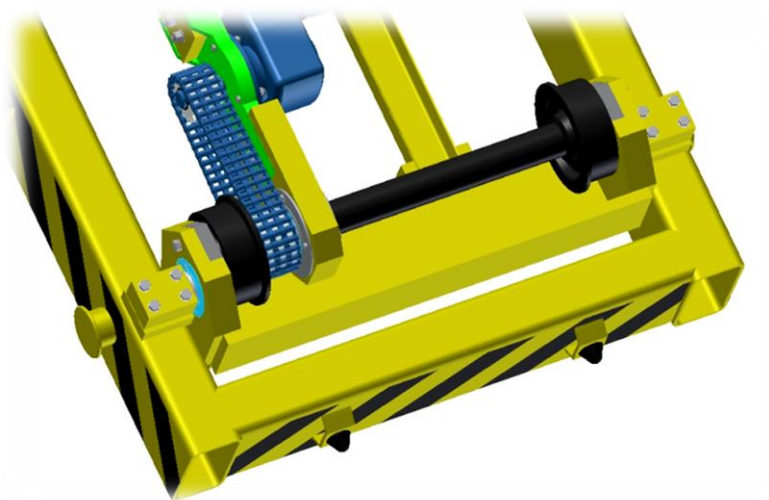
Čepy excentrů slouží pro připojení excentrů k rámu, dále zabezpečují rotaci excentrů kolem své osy. K rámu se čepy připevňují pomocí čtyř šroubů M20. Pro požadovanou přesnost uložení jsou na čepích nasunuty rozpěrné kroužky požadované síly tak, aby byly excentry uloženy symetricky k podélné ose přesuvny.



Obr. 4 Čep excentru

2.4 POJEZDOVÉ HŘÍDELE

Pojezdové hřídele slouží k propojení excentrů s pojezdovými koly a k přenosu krouticího momentu od převodovky pojezdu na hnaná pojezdová kola. Hřídele jsou vyrobeny z válcovaných tyčí, jejich konce jsou opracovány pro uložení ložisek excentrů, pojezdových kol, závěsů a u hnané hřídele také pro řetězové kolo pohonu. Přenos krouticího momentu z pojezdové hřídele na kola je proveden pomocí per. Při montáži jsou na pojezdové hřídele nasazeny pojezdová kola, závěsy a hnací řetězové kolo, dále rozpěrné kroužky dané síly a ložiska excentrů, takto vzniklý celek je vsunut do drážek v excentrech a zajištěn protikusy. Na Obr. 5 má pojezdová hřídel černou barvu.

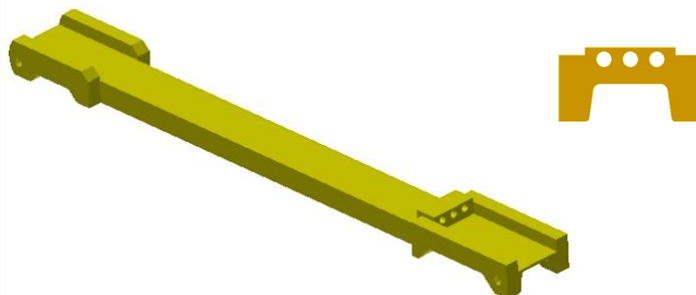


Obr. 5 Pojezdová hřídel

2.5 TÁHLO

Z principu funkce přesuvny plyne požadavek, aby se oba excentry pohybovaly synchronně, z tohoto důvodu jsou spojeny ovládací tyčí - táhlem. Táhlo zároveň umožňuje nastavení požadované výšky přesuvny vzhledem ke stojinám. Toto nastavení se provádí pomocí napínacího zařízení řetězu, které je umístěno na táhle. Řetěz přenáší tažnou sílu z navíjecí vačky na táhlo.

Táhlo se skládá z plnostěnného profilu U120, na jehož koncích jsou navařeny zesilující prvky pro uchycení čepu spojujícího táhlo s excentry. V přední části je tvarově přizpůsobeno pro umístění napínacího zařízení řetězu. Na spodní straně táhla jsou výřezy zabráňující kontaktu táhla s excentry při jejich maximálních natočení.



Obr. 6 Táhlo

2.6 ZÁVĚSY

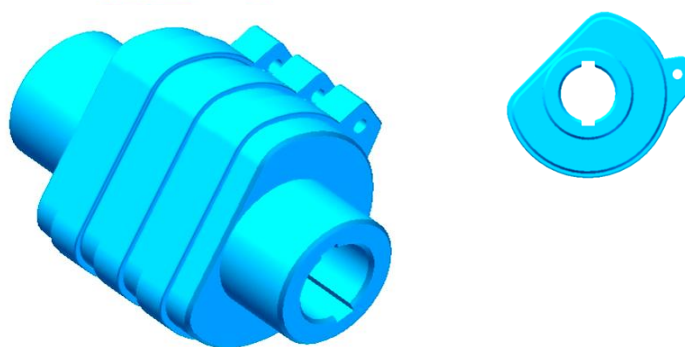
Konstrukce přesuvny je opatřena celkem třemi díly závěsů, na Obr. 7 zleva: přední, střední a zadní. Závěsy přední a zadní jsou na jedné straně opatřeny ložisky a nasunuty na pojezdových hřídelích a druhou stranou spojeny se středním závěsem třemi šrouby. Tyto spoje jsou přizpůsobeny možnosti pohybu v drážkách tak, aby bylo možné napínat řetěz pojezdu. Napínání se provádí pomocí napínacího šroubu, který je umístěn na předním závěsu a opírá se o závěs střední. Motor pojezdu je v přírubovém provedení spojen s převodovkou a tvoří spolu jeden blok, který je čtyřmi šrouby M14 uchycen na středním závěsu.



Obr. 7 Závěsy

2.7 NAVÍJECÍ VAČKA

Vačka je součástí mechanismu zdvihu. Jejím úkolem je navíjet řetěz zdvihu ukotvený v napínacím zařízení na táhle. Vačka je poháněna výstupní hřídelí převodovky zdvihu a otočně uložena ve dvou ložiscích. Při otáčení vačky dochází díky jejímu seřiznutí ke změně poloměru, na který je navíjen řetěz zdvihu, a tím i ke změně jeho navíjecí rychlosti. Rychlost zdvihu nákladu se v závislosti na natočení vačky pohybuje v rozmezí od $5,67 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ do $7,37 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$. Minimální rychlost zdvihu nastane v okamžiku kontaktu rámu s břemenem, tím je dosaženo minimálních rázů.

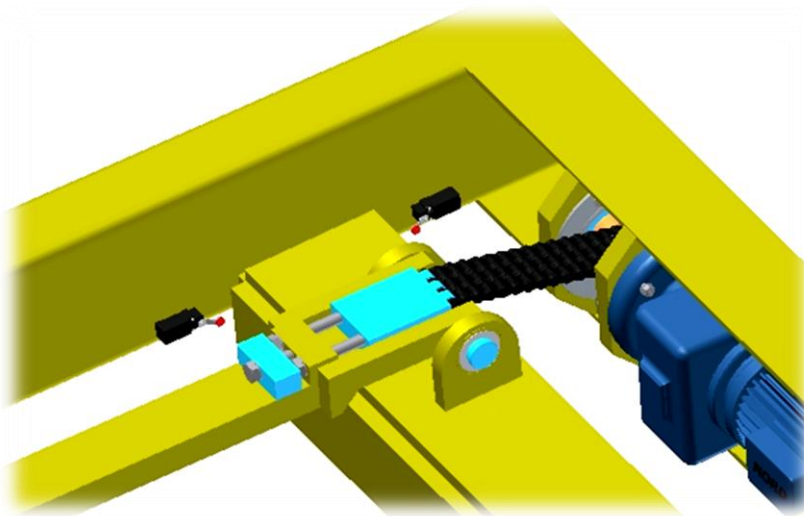


Obr. 8 Navíjecí vačka

2.8 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ ŘETĚZU ZDVIHU

Pomocí tohoto zařízení se provádí nastavení požadované výšky přesuvny, tedy takové, aby byla v neutrální pozici stejně vysoká jako stojiny. Samotné nastavení se provádí pomocí utahování nebo povolování dvou šroubů M20. Tyto šrouby jsou uchyceny v táhle přes opěru, která je pevnou součástí táhla.

Pohyblivým elementem je zde hranol, který klouže po táhle mezi dvěma vodítky. K tomuto hranolu je pomocí čepu připojen řetěz zdvihu, jehož druhý konec je navíjen vačkou. Napínací šrouby M20 jsou proti pohybu zajištěny hranolem, který je na svém místě zajištěn jedním šroubem M18. K seřízení předepsané výšky přesuvny je tedy nutné tento šroub povolit a po nastavení požadované polohy, pomocí dvojice napínacích šroubů, šroub M18 opět utáhnout.



Obr. 9 Napínací zařízení

2.9 STOJINY PRO PŘEPRAVOVANÝ MATERIÁL

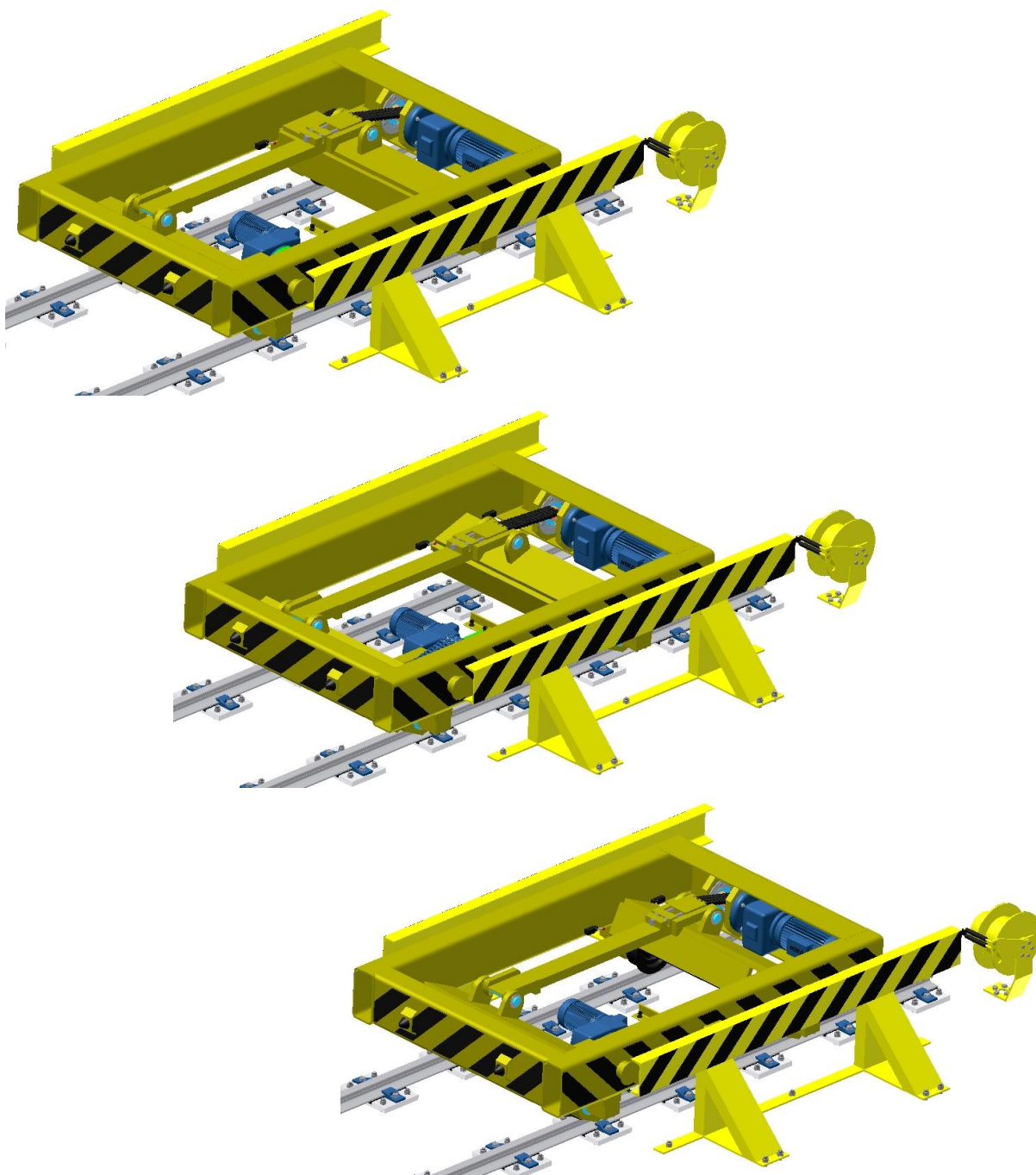
Stojiny slouží pro ukládání stohů plechů, které jsou následně přepravovány na druhý konec kolejnicové dráhy. Dráha je vybavena celkem čtyřmi stojinami tak, jak je to znázorněno na Obr. 12. Výška stojin je shodná s výškou přesuvny v neutrální pozici. Stojiny jsou svařeny z plnostěnných profilů U200 dle ČSN 42 0135. Každá stojina je k podlaze ukotvena pomocí sedmi kotevních šroubů M20.



Obr. 10 Stojiny pro přepravovaný materiál

2.10 PRINCIP FUNKCE PŘESUVNY

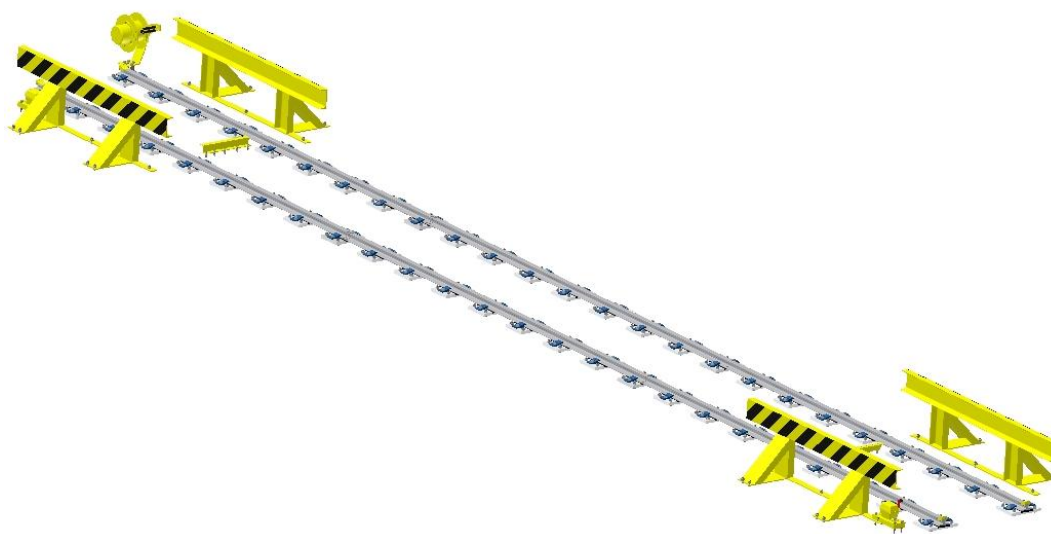
Na následující skupině obrázků je znázorněno, jak samotná přesuvna pracuje. V neutrální poloze je přesuvna stejně vysoká jako stojiny, jak je vidět na prvním obrázku. Při povolení řetězu zdvihu se celá přesuvna sníží o 25mm tak, jak je znázorněno na druhém obrázku. V této poloze přesuvna najede do krajní polohy dráhy, tedy mezi stojiny, na kterých jsou již uloženy stohy plechů. Následným přitáhnutím řetězu zdvihu se celá přesuvna zvýší o 50mm, nyní je tedy 25mm nad úrovní stojin. Plechy jsou tímto pohybem zvednuty a celou vahou leží na přesuvně. V této poloze přesuvna přejede na druhý konec trati, kde se celý postup opakuje v obráceném pořadí.



Obr. 11 Neutrální, snížená a zvýšená poloha přesuvny

2.11 KOLEJNICOVÁ DRÁHA

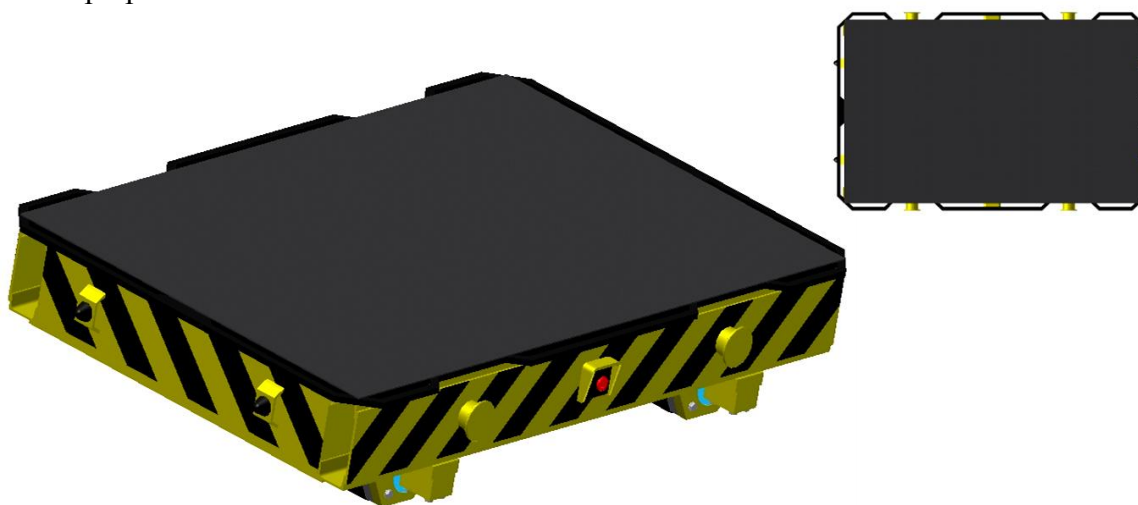
Přesuvna pojíždí po kolejnicové dráze, ta je znázorněná na Obr. 12. Délka dráhy mezi jednotlivými stanovišti je 14 metrů. Dráha je opatřena celkem čtyřmi stojinami sloužícími k usazení přepravovaných stohů plechů. Kolejnice jsou uloženy na individuálních deskových pražcích, mezi kolejnice a pražce jsou umístěny pryžové podložky zlepšující provozní parametry dráhy. Konce kolejnic jsou osazeny zarážkami, které zamezují případnému vyjetí přesuvny z dráhy. Dráha je také vybavena nájezdovými lištami pro kapacitní spínače a nájezdovými spínači nouzového zastavení.



Obr. 12 Kolejnicová dráha

2.12 NOSNÁ KRYCÍ DESKA

Jestliže bude přesuvna použita i v jiných aplikacích, může být doplněna o nosnou krycí desku, která je pokryta protiskluzovým materiálem. Po stranách je opatřena úchyty sloužícími k ukotvení přepravovaného nákladu.



Obr. 13 Nosná krycí deska

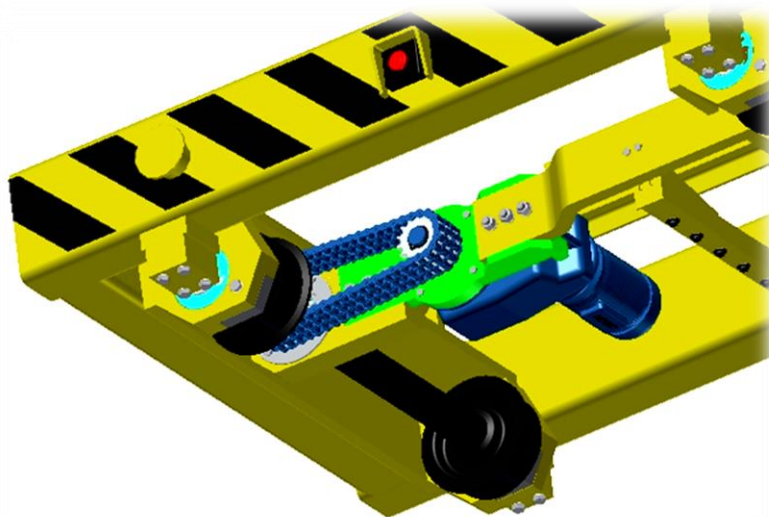
3 POUŽITÉ KOMPONENTY

V této kapitole budou popsány komponenty, které jsou na přesuvně použity. Jedná se zejména o popis pohonu pojezdu a zdvihu a komponent sloužících k přenosu hnacích momentů a sil a k ovládání přesuvny.

3.1 POJEZDOVÉ ÚSTROJÍ

Pojezdové ústrojí umožňuje přesuvně pojíždět po kolejnicové dráze. Rychlost pojezdu je dle zadání 150mm/s při frekvenci napájecího napětí 50Hz. Do elektrického obvodu pojezdu je zapojen frekvenční měnič umožňující plynulou regulaci rychlosti.

Pohon ústrojí zajišťuje elektromotor s převodovkou. Výstupní hřídel převodovky je spojen s řetězovým kolem, které pomocí třířadého válečkového řetězu přenáší hnací moment na pojezdovou hřídel.



Obr. 14 Pojezdové ústrojí

3.1.1 ELEKTROMOTOR

Pro pohon pojezdového ústrojí byl zvolen elektromotor **NORD 80S/4**. Jedná se o třífázový, uzavřený asynchronní elektromotor s kotvou na krátko a vlastním chlazením, vybavený brzdou (na rozdíl od Obr. 15 prodloužena zadní část). Tento motor je vhodný pro provoz se všemi běžnými měniči frekvence. Díky použití izolace s dvojitým lakováním a mezifázové izolaci jsou vinutí chráněna proti nebezpečí průrazu z vysoké rychlosti vzestupu napětí v čase. Parametry elektromotoru jsou uvedeny v Tab. 1. [5]



Obr. 15 Elektromotor NORD 80S/4 [5]

Tab. 1 Parametry elektromotoru NORD 80S/4 [5]

Typ	Výkon (kW)	Otáčky (min^{-1})	Kroutící m. (Nm)	$\cos \varphi$ (-)	I_n (230/400V) (A)	Účinnost (%)	M. setrvačnosti (kgm^2)
80S/4	0,55	1375	3,82	0,73	2,63/1,52	71,5	0,00109

3.1.2 PŘEVODOVKA

Pro elektromotor **NORD 80S/4** byla zvolena plochá čelní dvoustupňová převodovka **NORD SK 3282 VF**. Jedná se o převodovku s blokovou skříní, to znamená, že skříň není rozdělena dělicí rovinou a všechna ložiska jsou uložena v jednom bloku. Tím je dosaženo vyšší pevnosti a tuhosti převodovky. Pastorky a tělesa ozubených kol jsou vyrobeny z vysoce legovaných ocelí a jejich ozubení jsou povrchově tvrzena. Paralelní vyosení hřídelí umožňuje, při srovnání s čelními převodovkami, menší vestavné rozměry. Parametry převodovky jsou uvedeny v Tab. 2. [5]

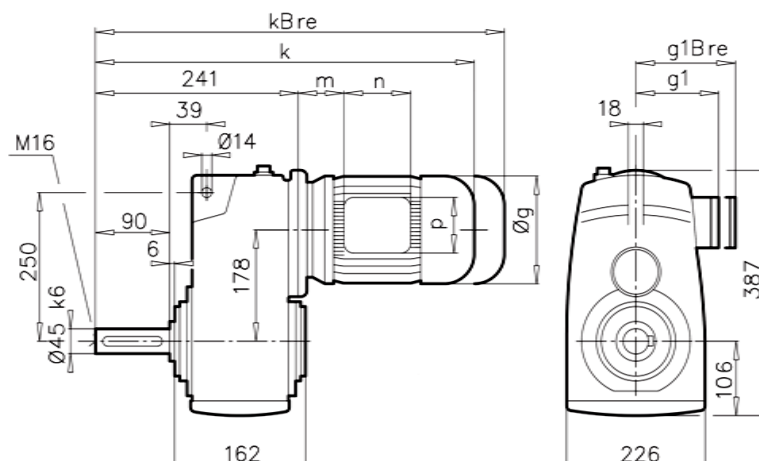
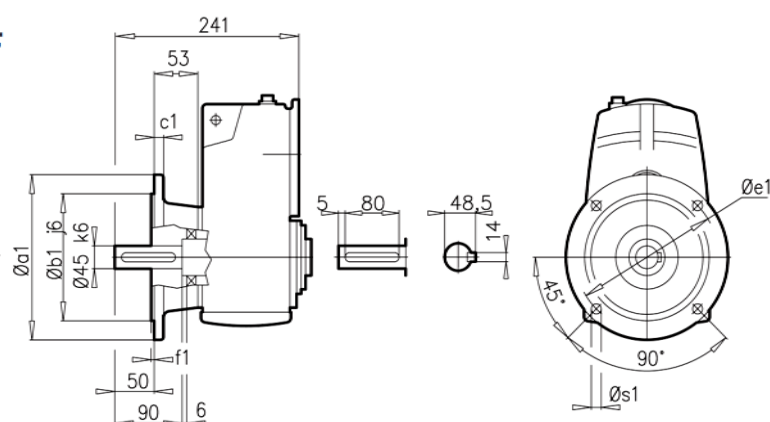


Obr. 16 Převodovka SK 3282 VF [5]

Tab. 2 Parametry převodovky SK 3282 VF [5]

Typ	Výkon (kW)	Otáčky (min^{-1})	Kroutící m. (Nm)	Převodový p. (-)	Max. radiální síla (kN)	Max. axiální síla (kN)	Váha (kg)
SK 3282 VF	0,55	17	309	79,76	13,4	14,5	48

Elektromotor s převodovkou jsou spojeny v jeden celek (blok), jehož celkové a přípojovací rozměry jsou uvedeny na Obr. 17 respektive v Tab. 3.

SK 3282A**SK 3282VF**

Obr. 17 Motor pojezdu s převodovkou [5]

Tab. 3 Rozměry motoru s převodovkou [5]

Typ	Rozměry (mm)												
	g	g1Bre	k1Bre	kBre	mBre	nBre	pBre	a1	b1	c1	e1	f1	s1
SK 3282 VF – 80S/4	165	143	470	560	45	153	108	300	230	20	265	4	4x14

3.1.3 BRZDA

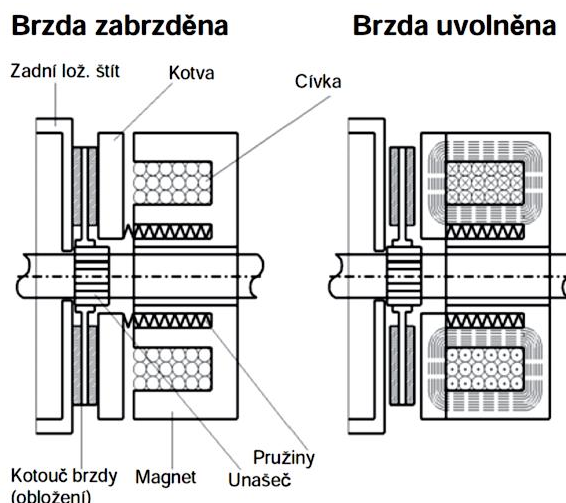
Elektromotor je vybaven stejnosměrně spínanou pružinovou brzdou **BRE 5 FHL**, viz Obr. 18. Brzda zabraňuje nechtěnému pohybu (roztočení) stroje, funkce parkovací brzdy, nebo vytváří brzdnu sílu k zastavení stroje do klidu, funkce pracovní a nouzové brzdy. Brzda je vybavena pevně aretovatelným ručním odbrzděním. Brzdný účinek lze tedy u brzdy v beznapětovém stavu zrušit i bez demontáže, k tomu je zapotřebí pohnout pákou ve směru vzduchové mezery. Tato brzda má plynule regulovatelný brzdný moment v rozmezí od 5Nm do 0,8Nm. Regulace se provádí pomocí odebrání pružin a jemné nastavení je možné provést otáčením nastavovacího kroužku. [5]



Obr. 18 Brzda BRE 5 FHL [5]

PRINCIP FUNKCE

Mezi zadním ložiskovým štítem a plochou kotvy se nachází brzdový kotouč, který je osazen na obou stranách brzdovým obložením. Přes unášec přenáší brzdový kotouč brzdný moment na hřídel motoru. Na unášeci se brzdový kotouč může volně axiálně pohybovat. Díky síle pružin tlačí plocha kotvy brzdový kotouč na zadní ložiskový štít motoru. Tření mezi plochou kotvy a brzdovým obložením, jakož i mezi ložiskovým štítem a obložením z druhé strany, vytváří brzdný moment. Uvolnění brzdy se provádí pomocí elektromagnetu. Po zapnutí budicího proudu přitáhne elektromagnet desku kotvy proti síle pružin o několik desetin mm od brzdového obložení zpět, čímž dojde k uvolnění brzdového kotouče. Přerušení proudu vede k celkovému přerušení magnetické síly a tlak pružin opět převáží. Tím následuje nucená aktivace brzdného účinku – zabrzdění. Ukázka principu funkce brzdy je znázorněna na Obr. 19. [5]



Obr. 19 Princip funkce brzdy [5]

3.2 ZDVIHACÍ ÚSTROJÍ

Zdvihací ústrojí slouží ke změně celkové výšky přesuvny. Díky této změně dochází k nakládání a vykládání břemene. Přesuvna se z neutrální polohy může snížit i zvýšit o 25mm, při natočení excentrů v obou případech o 30°. Celkový zdvih přesuvny je tedy 50mm. Rychlost zdvihu se v závislosti na natočení navíjecí vačky pohybuje od $5,67\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ do $7,37\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$.

Pohon zdvihu je řešen pomocí elektromotoru s převodovkou. Výstupní hřídel převodovky pohání navíjecí vačku, ke které je uchycen řetěz zdvihu. Při otáčení vačky dochází k namotávání řetězu a pohybu táhla, na kterém je uchycen druhý konec řetězu. Táhllo synchronně otáčí s oběma excentry kolem jejich čepů, a jelikož jsou kola zapřena o kolejnice, dochází ke zdvihu rámu přesuvny. Rám působí na náklad a volní jej ze stojin kolejnicové dráhy.

3.2.1 ELEKTROMOTOR

Pro pohon ústrojí zdvihu byl zvolen elektromotor **NORD 90S/4**. Jedná se o stejný typ motoru jako výše popsáný motor pojezdu. Parametry motoru jsou uvedeny v Tab. 4. [5]

Tab. 4 Parametry elektromotoru NORD 90S/4 [5]

Typ	Výkon (kW)	Otáčky (min^{-1})	Kroutící m. (Nm)	$\cos \varphi$ (-)	I_n (230/400V) (A)	Účinnost (%)	M. setrvačností (kgm^2)
90S/4	1,1	1395	7,53	0,74	4,87/2,81	76,2	0,00235

3.2.2 PŘEVODOVKA

Pro elektromotor **NORD 90S/4** byla zvolena čelní třístupňová převodovka **NORD SK 63 F**. Jedná se opět o převodovku s blokovou skříní, tak jako u převodovky pojezdu. Parametry převodovky jsou uvedeny v Tab. 5. [5]

Na Obr. 20 je znázorněno převodovka typu SK 63, jejíž blok je pro ukotvení vybaven patkami. Převodovka SK 63 F se připojuje pomocí příruby dle Obr. 21. Účelem obrázku je tedy pouze dokumentovat vnitřní uspořádání převodu.

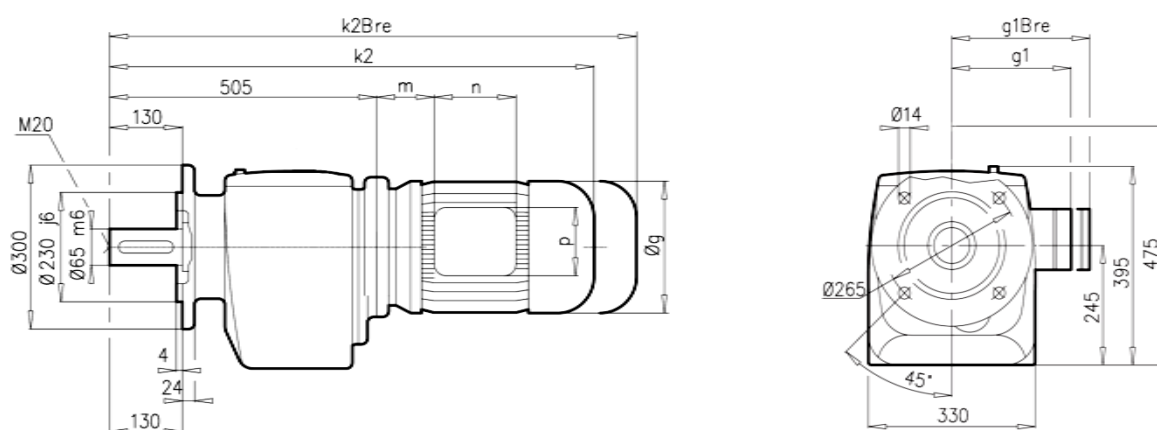


Obr. 20 Převodovka NORD SK 63 F [5]

Tab. 5 Parametry převodovky SK 63 F [5]

Typ	Výkon (kW)	Otáčky (min ⁻¹)	Kroutící m. (Nm)	Převodový p. (N)	Max. radiální síla (kN)	Max. axiální síla (kN)	Váha (kg)
SK 63 F	1,1	6,5	1616	214,1	17,2	31,3	141

Elektromotor s převodovkou jsou spojeny v jeden celek (blok), jehož celkové a připojovací rozměry jsou uvedeny na Obr. 21 respektive v Tab. 6.



Obr. 21 Motor pojezdu s převodovkou [5]

Tab. 6 Rozměry motoru s převodovkou [5]

Typ	Rozměry (mm)						
	g	g1Bre	kBre	K2Bre	mBre	nBre	pBre
SK 63 F – 90S/4	183	148	812	856	30	153	108

3.2.3 BRZDA

Elektromotor zdvihu je vybaven stejnosměrně spínanou pružinovou brzdou **BRE 20 FHL**, viz Obr. 22. Tato brzda má plynule regulovatelný brzdňý moment v rozmezí od 20Nm do 4,4Nm. Jedná se o brzdu stejného typu a provedení jako u elektromotoru pojezdu. Z tohoto důvodu zde nebude podrobněji popsána.

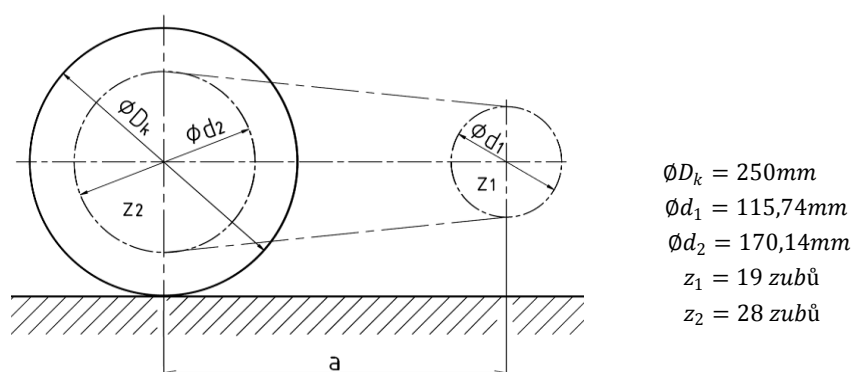


Obr. 22 Brzda BRE 5 FHL [5]

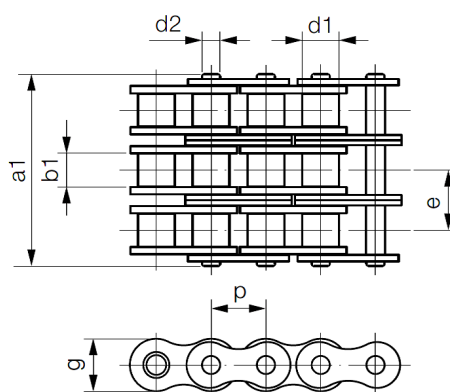
3.3 ŘETĚZY A ŘETĚZOVÁ KOLA

3.3.1 ŘETĚZ POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ

Pro přenos hnacího momentu z výstupní hřídele převodovky na hnací pojezdovou hřídel byl zvolen řetězový převod s třířadým řetězem **12 B – 3 ČSN 02 3311**. Tento převod je schopný přenášet značný hnací moment s minimální údržbou. Nejmenší počet zubů u malého řetězového kola (pastorku) má být dle literatury [14] 17 zubů. Při menších počtech zubů se podstatně zvyšuje ohyb řetězu, který se nepříznivě projevuje na jeho životnosti a hlučnosti. Z tohoto důvodu byl pro malé řetězové kolo zvolen počet zubů 19. Aby byla zaručena rychlost pojezdu dle zadání při použití normalizovaných pojezdových kol a daných výstupních otáčkách převodovky pojezdu, bylo nutné dodržet převodový poměr 1,48. Tomuto poměru odpovídá velké řetězové kolo s 28 zuby. Schéma řetězového převodu je uvedeno na Obr. 23. Parametry zvoleného řetězu jsou uvedeny na Obr. 24, respektive v Tab. 7.



Obr. 23 Schéma řetězového převodu



Obr. 24 ŘETĚZ 12 B – 3 ČSN 0203311 [13]

Tab. 7 Parametry: ŘETĚZ 12 B – 3 ČSN 02 3311 [13]

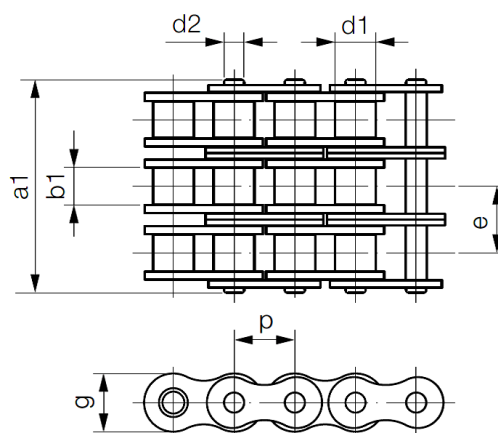
Typ	Rozměry (mm)							Síla při přetržení (N)	Hmotnost (kg/m)
	p	b1	a1	e	g	Ød1	Ød2		
12 B – 3	19,05	11,68	61,7	19,46	16,13	12,07	5,72	86700	3,32

3.3.2 ŘETĚZ ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Pro zdvihové ústrojí byl zvolen stejný typ řetězu jako u pojezdového ústrojí, jen s vyšší nosností, tedy řetěz **20 B – 3 ČSN 02 3311**. Skrze tento řetěz se přenáší síla potřebná k zdvihu přesuvny z výstupního hřídele převodovky na excentry, a to prostřednictvím navíjecí vačky, na kterou je řetěz navíjen a na druhém konci řetězu díky táhlu, ke kterému je řetěz ukotven. Parametry řetězu jsou uvedeny na Obr. 26, respektive v Tab. 8.



Obr. 25 Řetěz zdvihového ústrojí [13]



Obr. 26 ŘETĚZ 20 B – 3 ČSN 0203311 [13]

Tab. 8 Parametry: ŘETĚZ 20 B – 3 ČSN 02 3311 [13]

Typ	Rozměry (mm)							Síla při přetržení (N)	Hmotnost (kg/m)
	p	b1	a1	e	g	Ød1	Ød2		
20 B – 3	31,75	19,56	118	36,45	27	19,05	10,19	267000	10,8

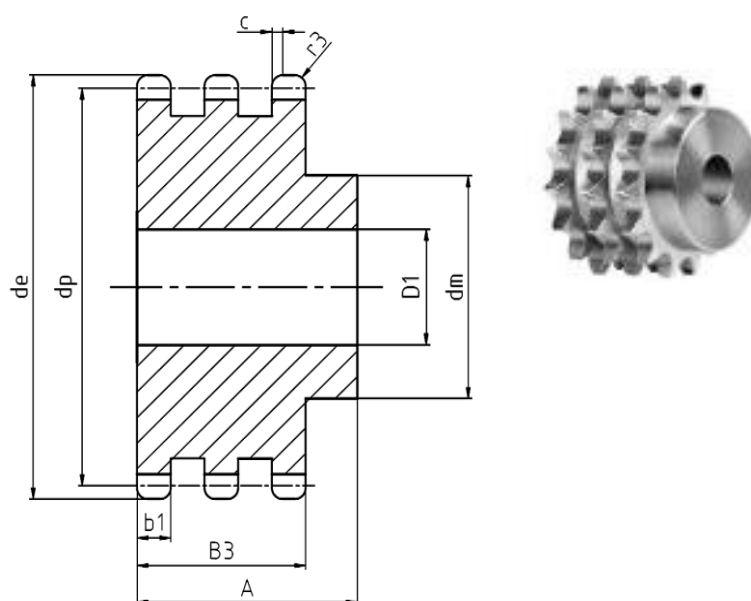
3.3.3 ŘETĚZOVÁ KOLA

Pro použité řetězy byla zvolena řetězová kola s nábojem od společnosti ITALY. Výběr počtu zubů je popsán v kapitole 3.3.1. Parametry ozubených kol jsou uvedeny na Obr. 27, respektive v Tab. 9 a Tab. 10.

POUŽITÁ ŘETĚZOVÁ KOLA:

Malé řetězové kolo - **ŘETĚZOVÉ KOLO S NÁBOJEM 3/4"x7/16" Z19 TRIPLEX**

Velké řetězové kolo - **ŘETĚZOVÉ KOLO S NÁBOJEM 3/4"x7/16" Z28 TRIPLEX**



Obr. 27 Schéma řetězového kola [12]

Tab. 9 Parametry malého řetězového kola (pastorku) [12]

Typ	Rozměry (mm)								
	d_e	d_p	d_m	$D1$	A	$b1$	$B3$	c	$r3$
3/4" x 7/16" Z19	124,2	115,74	95	45	70	10,8	49,8	2	19

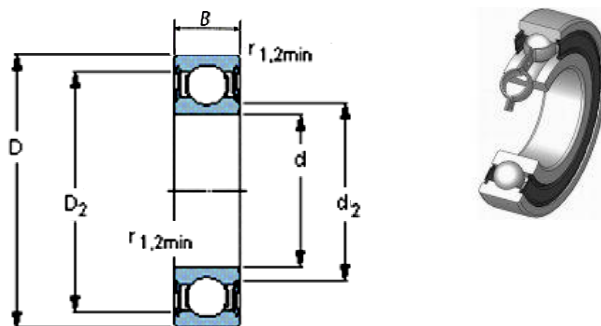
Tab. 10 Parametry velkého řetězového kola [12]

Typ	Rozměry (mm)								
	d_e	d_p	d_m	$D1$	A	$b1$	$B3$	c	$r3$
3/4" x 7/16" Z28	178	170,14	120	75	70	10,8	49,8	2	19

3.4 LOŽISKA

Na přesuvně jsou použita kuličková ložiska od společnosti SKF, ty se vyznačují hlubokými nepřerušovanými oběžnými drahami a vysokým stupněm přimknutí mezi oběžnými drahami a kuličkami, což umožňuje přenášet kromě radiálního zatížení i axiální zatížení v obou směrech. Jedná se o velmi univerzální ložiska, která mají jednoduchou konstrukci, jsou nerozebíratelná, odolná a vyžadují zanedbatelnou údržbu.

Konkrétně se jedná o jednořadá kuličková ložiska oboustranně utěsněna kontaktním těsněním, která jsou označována zkratkou 2RS1. Těsnění jsou zalisována v zápichu ve vnějším kroužku a zajišťují spolehlivé utěsnění v dané poloze bez deformace vnějšího kroužku. Standardní těsnění jsou vyrobena z nitrilové pryže a zesílena ocelovými kroužky. Těsnění je vhodné pro provozní teplotu od -40 do $+100$ °C. Ložiska jsou opatřena náplní plastického maziva na celou dobu trvanlivosti a nevyžadují domazávání. Z výše uvedených důvodů jsou na přesuvně použita jen ložiska tohoto typu. [8]



Obr. 28 Schéma ložiska SKF-2RS1 [8]

Tab. 11 Parametry ložiska excentrů SKF 6315-2RS1 [8]

Typ	Rozměry (mm)						Zatížení dynamické (kN)	Zatížení statické (kN)
	D	d	D2	d2	B	r _{1,2min}		
6315 – 2RS1	160	75	138	97	37	2,1	119	76,5

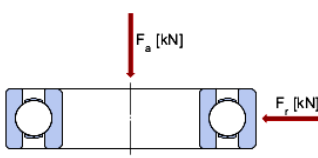
Tab. 12 Parametry ložiska táhla SKF 6307-2RS1 [8]

Typ	Rozměry (mm)						Zatížení dynamické (kN)	Zatížení statické (kN)
	D	d	D2	d2	B	r _{1,2min}		
6307 – 2RS1	80	35	69,2	49,6	21	1,5	35,1	19

Výpočet ložisek byl proveden přímo v aplikaci na webových stránkách výrobce. Ukázka výpočtu ložiska pojezdové hřídele je uvedena na Obr. 29. Výpočet je platný pouze pro horizontální hřídel, rotující vnitřní kroužek a mírné vibrace.

VSTUPNÍ HODNOTY

Enter input parameters



Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

Bearing life

Select bearing internal radial clearance: Normal internal radial clearance

Select from list

F_r Radial load: 28,203 kN

F_a Axial load: 0 kN

n_i Rotational speed of the inner ring: 11,46 r/min

Operating temperature Bearing outer ring: 25 °C

Grease used in the bearing Select from list: MT33

Calculate Reset

VÝSTUP PROGRAMU

Bearing life : 6315-2RS1

✕

Result

L_{10mh} SKF rating life	58695.3 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	0.54
κ Viscosity ratio	0.49
P Equivalent dynamic bearing load	28.2 kN
η_c Factor for contamination level	0.63
ν₁ Required kinematic viscosity for κ=1	523.4 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	109284.3 hour
L₁₀ Capped bearing grease life	♦ hour
C/P Load ratio	4.22

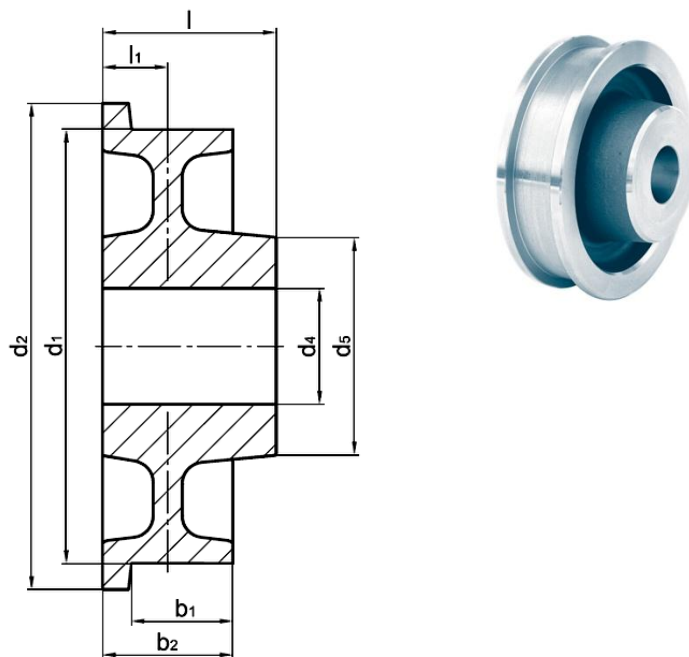
Obr. 29 Výpočet ložiska v programu SKF [8]

Z výstupu programu je patrné, že základní životnost ložiska je rovna 109284,3 hodin a předpokládanou životnost ložiska stanovila společnost SKF na 58695,3 hodin, což plně splňuje požadavky kladené na ložisko. Stejné ložisko bude použito i pro čepy excentrů, navíjecí vaku a závěsy přesuvny.

V táhle budou použita ložiska typu SKF 6307-2RS1, která byla navržena stejným způsobem jako ložiska pojezdu, jejich parametry jsou uvedeny v Tab.12. Předpokládanou životnost ložiska táhla stanovila společnost SKF na 133286 hodin, což opět plně splňuje požadavky kladené na ložisko.

3.5 POJEZDOVÁ KOLA

Pojezdová kola umožňují přesuvně pojíždět po kolejnicové dráze. Přesuvna je opatřena pojezdovými koly s jedním nákolkem na vnitřní straně. Nákolky zachycují boční síly působící na přesuvnu a vedou ji po kolejnicové dráze. V našem případě je vůle mezi kolem a kolejnicí 5mm. Zvolená kola jsou vyráběna německou společností Karl Georg. Rozměry pojezdových kol jsou uvedeny na Obr. 30, respektive v Tab. 13. [11]



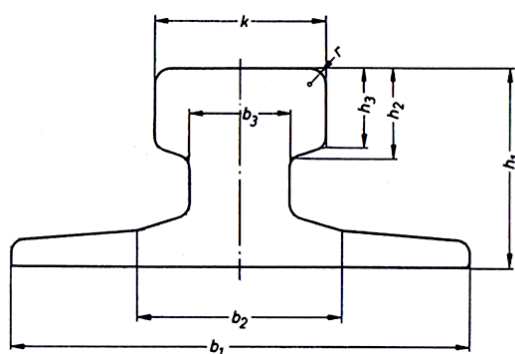
Obr. 30 Pojezdové kolo B 250 x 60 x 75 H7 [11]

Tab. 13 Parametry: Pojezdové kolo B 250 x 60 x 75 H7 [11]

Typ	Rozměry (mm)								Váha (kg)	Zatížení kola (kg)
	d1	d2	d4	d5	b1	b2	l	l1		
B 250x60x75H7	250	274	75	142	60	80	120	40	25	5600

3.6 KOLEJNICE

Pro kolejnicovou dráhu byly zvoleny kolejnice jeřábové typu A55 dle DIN 536 dodávané společností Feron. Uchycení kolejnic k podlaze je provedeno pomocí individuálních deskových pražců. Každý tento pražec je ukotven k podlaze pomocí čtyř kotevních šroubů M20. Na každém pražci je umístěna pryžová podložka KM II. Samotná kolejnice je uchycena pomocí dvou svorek opatřenými šrouby M20, viz Obr. 32.



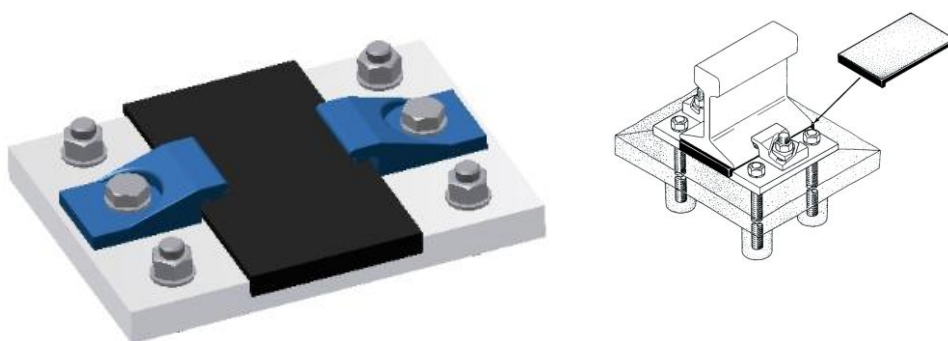
Obr. 31 Kolejnice A 55 [6]

Tab. 14 Parametry kolejnice A 55 [6]

Typ	Rozměry (mm)								Hmotnost (kg/m)
	K	b1	b2	b3	h1	h2	h3	r	
A 55	55	150	66	31	65	28,5	25	5	31,8

3.7 PODLOŽKY KOLEJNIC

Kolejnice jsou uloženy na podložkách MK II. Tyto podložky jsou určeny speciálně pro upínání kolejnic k individuálním deskovým pražcům. Jejich použití značně snižuje napětí v kolejnicích, chrání soustavu před opotřebením, zajišťuje rovnoměrné rozložení pnutí na základ a podstatně snižuje hlučnost i vibrace. Při jejich použití se prodlužuje interval servisních kontrol daného stroje. Šířka podložek se volí dle použité kolejnice, proti posunu jsou podložky opatřeny dvojité lomenými hranami. [9]

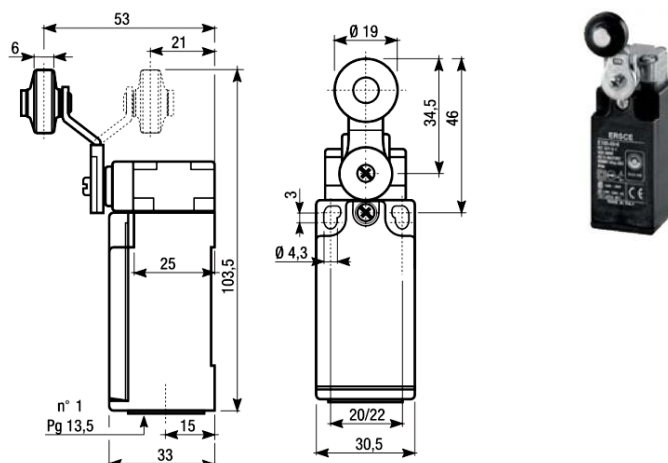


Obr. 32 Uchycení kolejnic k podlaze [10]

3.8 OVLÁDÁNÍ PŘESUVNY

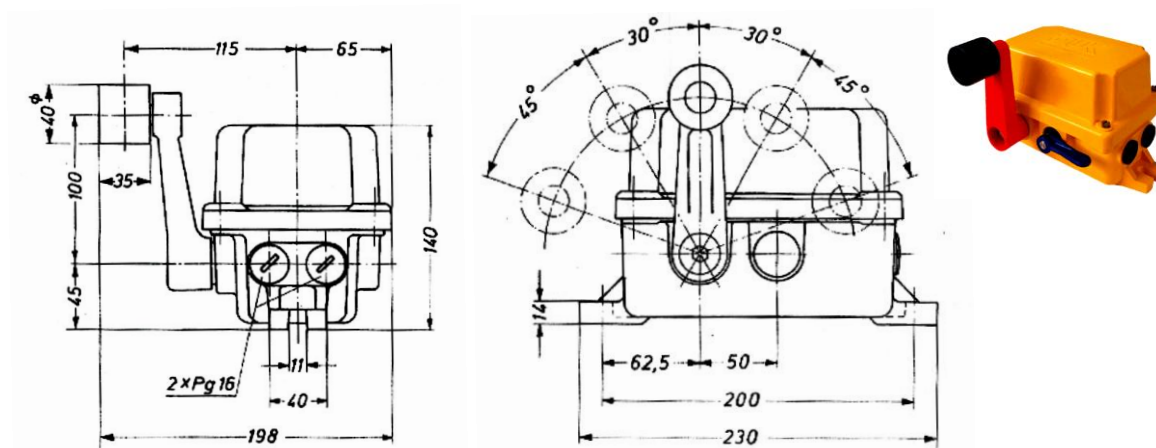
Ovládání přesuvny může být buď zcela automatické dle zvoleného programu, nebo pomocí obsluhy, která přesuvnu ovládá z ovládacího panelu.

Jednotlivé polohy zdvihu přesuvny sloužící k nákladu a výkladu břemene jsou vymezeny koncovými spínači umístěnými na vnitřní straně rámu, jedná se o spínače typu E100-00-II od společnosti Ersce. Rozměry spínače jsou uvedeny na Obr. 33 [15].



Obr. 33 Koncový spínač E100-00-II [15]

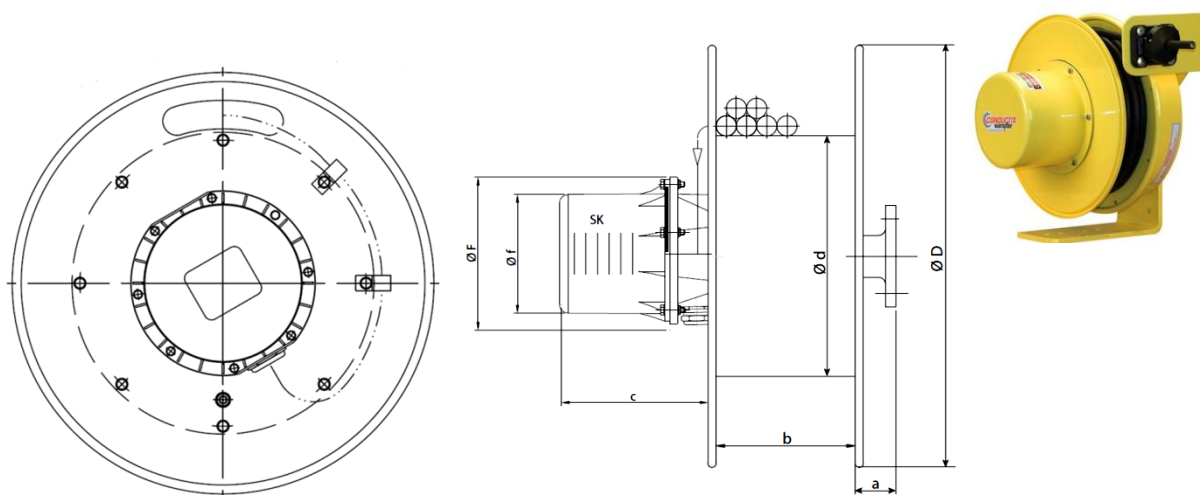
Poloha přesuvny na trati je vymezena nájezdovými lištami pro kapacitní spínače typu CM30-25NPP-KC1 od společnosti SICK s.r.o. [17]. Tyto snímače jsou umístěny na liště ve spodní části přesuvny. V případě selhání kapacitních spínačů jsou konce trati z bezpečnostních důvodů opatřeny nájezdovými spínači nouzového zastavení. Ty jsou spínány přední hranou čepu excentru. Jedná se o spínače typu LHPw-10/2-R-H od společnosti ZAM-SERVIS s.r.o. [16].



Obr. 34 Spínač nouzového zastavení LHPw-10/2-R-H [16]

3.9 PRUŽINOVÝ KABELOVÝ BUBEN

Pro navíjení napájecího kabelu přesuvny je použit kabelový buben s pružinovým pohonem typu VBFLT 220-360-125-2-222-H-7-25 od společnosti Vahle [18]. Buben je poháněn spirálovou listovou pružinou, životnost pružiny je výrobcem stanovena na sto tisíc cyklů. Výběr bubnu byl proveden dle kritérií stanovených v katalogu výrobce. Rozměry použitého bubnu jsou uvedeny na Obr.35 respektive v Tab. 15.

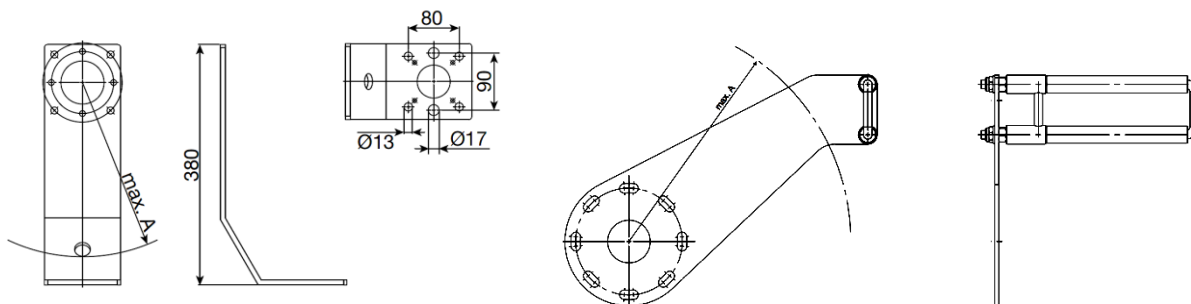


Obr. 35 Pružinový kabelový buben [18]

Tab. 15 Parametry: Pružinový kabelový buben [18]

Typ	Rozměry (mm)							Váha (kg)
	Ød	ØD	b	a	ØF	Øf	c	
VBFLT 220-360-125-2-222-H-7-25	220	360	125	45,5	180	140	140	7,3

Pružinový buben je k podlaze ukotven pomocí upevňovací konzole BFK 220-280. Napájecí kabel je veden pomocí svíjecího opěrného ramene RAKS 360-125.



Obr. 36 Upevňovací konzole a svíjecí opěrné rameno [18]



4 FUNKČNÍ VÝPOČET

V této kapitole bude proveden předběžný návrh a následná kontrola pohonu pojezdu a zdvihu, dále také výpočet požadované pojezdové rychlosti a rychlosti zdvihu nákladu. Návrh vhodných brzd pro elektromotory a dále návrh a kontrola řetězů, čepů a per přenášejících hnací momenty a síly.

4.1 URČENÍ CELKOVÉ HMOTNOSTI

$$G_o = G_p + G_z$$

$$G_o = 1500 + 10000 \quad (1)$$

$$G_o = 11500 \text{ kg}$$

Kde:

- G_p ... Hmotnost přesuvny
- G_z ... Hmotnost nákladu

4.2 MAXIMÁLNÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA JEDNO KOLO PŘESUVNY

$$F_{max} = \frac{G_o \cdot g}{p}$$

$$F_{max} = \frac{11500 \cdot 9,81}{4} \quad (2)$$

$$F_{max} = 28203,8 \text{ N}$$

Kde:

- g ... Tíhové zrychlení
- p ... Počet pojezdových kol

4.3 PRŮMĚR POJEZDOVÝCH KOL

$$F_{max} = \frac{k}{f_h} \cdot D_{min} \cdot b \cdot f_n \quad (3)$$

Úpravou vzorce (3) dostaneme:

$$D_{min} = \frac{F_{max} \cdot f_h}{k \cdot b \cdot f_n}$$

$$D_{min} = \frac{28203,8 \cdot 2,52}{8,5 \cdot 45 \cdot 1,43} \quad (4)$$

$$D_{min} = 129,9 \text{ mm}$$



Kde:

- f_h ... Součinitel trvanlivosti dle vzorce (7).
- f_n ... Součinitel počtu otáček dle vzorce (6).
- k ... Součinitel závislý na materiálu a druhu provozu byl dle lit. [2] zvolen $k = 8,5$.
- b ... Účinná šířka kolejnice dle vzorce (5).

Z konstrukčních důvodů tento rozměr zvětšuji na $D = 250mm$. Tento rozměr je zároveň nejmenší normalizovaný průměr pojezdových kol zvoleného výrobce.

4.3.1 ÚČINNÁ ŠÍŘKA KOLEJNICE

$$b = K - 2 \cdot r_1$$

$$b = 55 - 2 \cdot 5 \quad (5)$$

$$b = 45mm$$

Kde:

- K ... Šířka hlavy kolejnice, dle literatury [6].
- r_1 ... Poloměr zaoblení kolejnice, dle literatury [6].

4.3.2 SOUČINITEL POČTU OTÁČEK

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_k}}$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{11,46}} \quad (6)$$

$$f_n = 1,43$$

Kde:

- n_k ... Počet otáček pojezdového kola za minutu. Dle vzorce (18).

4.3.3 SOUČINITEL TRVANLIVOSTI

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}}$$

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{8000}{500}} \quad (7)$$

$$f_h = 2,52$$

Kde:

- Y ... Doba využívání přesuvny v hodinách byla dle literatury [2] zvolena $Y = 8000$.



4.4 KONTROLA POJEZDOVÝCH KOL

Dle vypočteného průměru pojezdových kol v předchozí kapitole byla zvolena kola od společnosti Karl Georg [11]. Jejich následná kontrola je provedena dle katalogu výrobce. Popis pojezdových kol je uveden v kapitole 3.5.

4.4.1 KONTROLA SÍLY PŮSOBÍCÍ NA JEDNO POJEZDOVÉ KOLO

$$F_e \leq F_d \quad (8)$$

$20028,75N < 34965N \Rightarrow$ Navržená pojezdová kola **VYHOVUJÍ**.

Kde:

- $F_e \dots$ Ekvivalentní zatížení jednoho pojezdového kola dle vzorce (10).
- $F_d \dots$ Dovolené zatížení jednoho pojezdového kola dle vzorce (9).

DOVOLENÉ ZATÍŽENÍ JEDNOHO POJEZDOVÉHO KOLA

$$F_d = p_{zul} \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot d_1 \cdot (K - 2 \cdot r_1)$$

$$F_d = 2,8 \cdot 1,11 \cdot 1 \cdot 250 \cdot (55 - 2 \cdot 5) \quad (9)$$

$$F_d = 34965N$$

Kde:

- $p_{zul} \dots$ Dovolený tlak mezi kolem a kolejnicí byl dle lit. [11] zvolen $p_{zul} = 2,8MPa$.
- $c_2 \dots$ Koeficient rychlosti pojezdu byl dle lit. [11] zvolen $c_2 = 1,11$.
- $c_3 \dots$ Koeficient využití přesuvny byl dle lit. [11] zvolen $c_3 = 1$.
- $d_1 \dots$ Průměr pojezdového kola dle kapitoly 3.5.
- $K \dots$ Šířka hlavy kolejnice dle kapitoly 3.6.
- $r_1 \dots$ Poloměr zaoblení hlavy kolejnice dle kapitoly 3.6.

EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ JEDNOHO POJEZDOVÉHO KOLA

$$F_e = \frac{\left(\frac{Z_{min} + 2 \cdot Z_{max}}{3} \right) \cdot g}{p}$$

$$F_e = \frac{\left(\frac{1500 + 2 \cdot 11500}{3} \right) \cdot 9,81}{4} \quad (10)$$

$$F_e = 20028,75N$$



Kde:

- Z_{min} ... Minimální zátěž působící na pojezdová kola.
- Z_{max} ... Maximální zátěž působící na pojezdová kola.
- p ... Počet kol přesuvny.

4.4.2 KONTROLA PRŮMĚRU POJEZDOVÝCH KOL

$$d_1 \geq d_{min} \quad (11)$$

$250mm > 143,2mm \Rightarrow$ Navržená pojezdová kola **VYHOVUJÍ**.

Kde:

- d_1 ... Navržený průměr pojezdového kola dle kapitoly 3.5.
- d_{min} ... Minimální průměr pojezdového kola dle vzorce (12).

MINIMÁLNÍ PRŮMĚR POJEZDOVÉHO KOLA

$$d_{min} = \frac{F_e}{p_{zul} \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot (K - 2 \cdot r_1)}$$
$$d_{min} = \frac{20028,75}{2,8 \cdot 1,11 \cdot 1 \cdot (55 - 2 \cdot 5)} \quad (12)$$

$$d_{min} = 143,2mm$$

Kde:

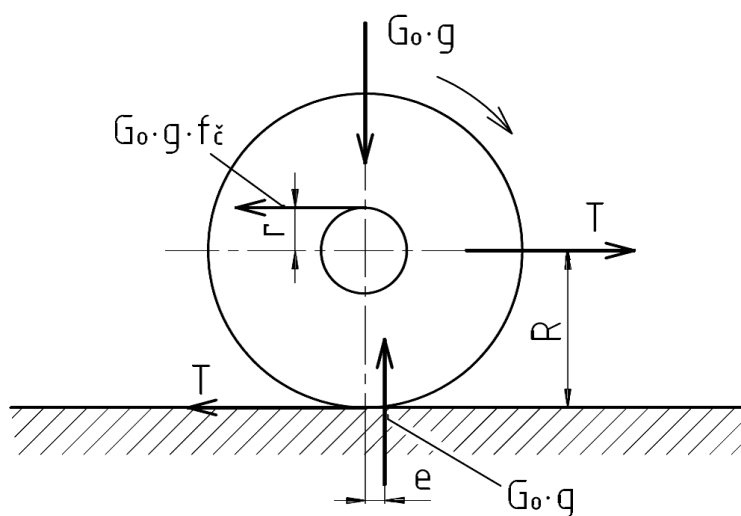
- F_e ... Ekvivalentní zatížení jednoho pojezdového kola dle vzorce (10).
- p_{zul} ... Dovolенý tlak mezi kolem a kolejnicí byl dle lit. [11] zvolen $p_{zul} = 2,8N \cdot mm^{-2}$.
- c_2 ... Koeficient rychlosti pojezdu byl dle lit. [11] zvolen $c_2 = 1,11$.
- c_3 ... Koeficient využití přesuvny byl dle lit. [11] zvolen $c_3 = 1$.
- K ... Šířka hlavy kolejnice dle kapitoly 3.6.
- r_1 ... Poloměr zaoblení hlavy kolejnice dle kapitoly 3.6.

4.5 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH POHONU POJEZDU

4.5.1 TAŽNÁ SÍLA

Při pojíždění přesuvny musí hnací motor překonávat pasivní odpory, které vznikají valivým a čepovým třením, dále třením nákolků o kolejnice, případně v důsledku deformace přesuvny nebo kolejnicové dráhy.

Přesně vyjádřit se dají jen odpory vzniklé třením valivým a čepovým (momentem k ose pojezdového kola). Ostatní odpory, které se nedají přesně vyjádřit, jsou do výpočtu zahrnuty pomocí opravného součinitele. Moment k ose kola od čepového a valivého tření se vyjádří dle následujícího obrázku jako rovnice (13). [2]



Obr. 37 Rovnováha sil na kole [2]

$$T \cdot R = G_o \cdot g \cdot f_{\chi} \cdot r + G_o \cdot g \cdot e \quad (13)$$

Následnou úpravou vzorce (13) dostaneme vztah pro výpočet tažné síly:

$$T = \frac{G_o \cdot g}{R} (e + f_{\chi} \cdot r) \cdot \chi$$

$$T = \frac{11500 \cdot 9,81}{125} (0,7 + 0,015 \cdot 37,5) \cdot 2,25 \quad (14)$$

$$T = 2639,9N$$

Kde:

- e ... Součinitel valivého tření byl dle literatury [2] zvolen $e = 0,7mm$.
- f_{χ} ... Součinitel čepového tření byl dle literatury [2] zvolen $f_{\chi} = 0,015$.
- R ... Poloměr pojezdového kola $R = 125mm$ dle kapitoly 3.5.
- r ... Poloměr pojezdové hřídele pod pojezdovým kolem byl zvolen $37,5mm$.
- χ ... Součinitel zahrnující zbylé odpory byl dle literatury [2] zvolen $\chi = 2,25$.
- G_o ... Celková hmotnost přesuvny a břemene dle rovnice (1).



4.5.2 VÝKON MOTORU PŘI USTÁLENÉ RYCHLOSTI

$$P_o = \frac{T \cdot v}{60 \cdot \eta_c}$$

$$P_o = \frac{2639,9 \cdot 9}{60 \cdot 0,95} \quad (15)$$

$$P_o = 416,9W$$

Kde:

- v ... Rychlost pojezdu přesuvny dle zadání $v = 150mm \cdot s^{-1} \Rightarrow 9m \cdot min^{-1}$.
- η_c ... Účinnost mechanického převodu mezi koly a motorem. Dle [2] zvolena $\eta_c = 95\%$.

PŘEDBĚŽNÁ VOLBA ELEKTROMOTORU

Dle vypočtených hodnot předběžně volím elektromotor **NORD 80S/4** dle literatury [5] o výkonu 550W. Zbylé parametry motoru, které budou dále použity pro výpočet, jsou uvedeny v kapitole 3.1.1.

4.5.3 POTŘEBNÉ OTÁČKY PŘEVODOVKY PRO POŽADOVANOU RYCHLOST POJEZDU

$$\omega_p \cdot D_p = \omega_{\dot{r}} \cdot D_{\dot{r}} \quad (16)$$

Kde:

- ω_p ... Úhlová rychlost malého řetězového kola (pastorku).
- $\omega_{\dot{r}}$... Úhlová rychlost velkého řetězového kola.
- D_p ... Průměr roztečné kružnice malého řetězového kola dle kapitoly 3.3.3.
- $D_{\dot{r}}$... Průměr roztečné kružnice velkého řetězového kola dle kapitoly 3.3.3.

Dosazením do rovnice (16) a její úpravou, získáme vztah pro potřebné otáčky výstupní hřídele převodovky pojezdu, tedy malého řetězového kola.

$$n_p = \frac{n_{\dot{r}} \cdot D_{\dot{r}}}{D_p}$$

$$n_p = \frac{11,46 \cdot 120,14}{115,74} \quad (17)$$

$$n_p = 16,85 \cong 17ot \cdot min^{-1}$$

Kde:

- $n_{\dot{r}}$... Otáčky velkého řetězového kola dle rovnice (18).



OTÁČKY POJEZDOVÝCH KOL

$$n_k = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D}$$

$$n_k = \frac{9 \cdot 1000}{\pi \cdot 250} \quad (18)$$

$$n_k = 11,46 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

- D ... Průměr pojezdových kol dle kapitoly 3.5.

Otáčky pojezdových kol jsou shodné s otáčkami velkého řetězového kola $n_{\text{ř}}$.

PŘEDBĚŽNÁ VOLBA PŘEVODOVKY

Pro vypočtené potřebné otáčky výstupní hřídele převodovky předběžně volím převodovku NORD SK 3282 VF s výstupními otáčkami $n_2 = 17 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ a výstupním krouticím momentem $M_2 = 309 \text{ Nm}$. Zbylé parametry převodovky, které budou dále použity pro výpočet, jsou uvedeny v kapitole 3.1.2.

4.5.4 SKUTEČNÁ POJEZDOVÁ RYCHLOST PŘESUVNY

$$v_s = 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{ř}} \cdot R$$

$$v_s = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{n_p \cdot D_p}{D_{\text{ř}}} \right) \cdot R \quad (19)$$

$$v_s = 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{17 \cdot 115,74}{170,14} \right) \cdot 125$$

$$v_s = 9082,7 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} \cong 151,4 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$$

Skutečná pojezdová rychlost přesuvny se od požadované rychlosti pojezdu dle zadání ($150 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$) liší méně než jedním procentem. Přesné nastavení pojezdové rychlosti se provede pomocí frekvenčního měniče, kterým je elektrický obvod pojezdu vybaven. Pro další výpočet bude použita rychlost pojezdu dle zadání.



4.6 KONTROLNÍ VÝPOČET POHONU POJEZDU

4.6.1 MOMENT MOTORU POTŘEBNÝ K ROZJEZDU

Motor pojezdového ústrojí musí mít dostatečně velký rozběhový moment, protože při rozbíhání překonává pasivní odpory, které zvyšují potřebný hnací moment a také musí urychlit všechny setrvačné hmoty na požadovanou rychlost v čase, který by neměl být příliš dlouhý. [2]

$$M_{roz} = M_{st} + M_{sp} + M_{sr}$$

$$M_{roz} = 234,7 + 51,1 + 0,065 \quad (20)$$

$$M_{roz} = 285,9Nm$$

$$M_{roz} < M_2 \quad \Rightarrow \quad \text{Navržený pohon vyhovuje}$$
$$285,9Nm < 309Nm$$

Kde:

- M_{roz} ... Moment motoru potřebný k rozběhu
- M_{st} ... Moment pasivních odporů, redukováný na hřídel motoru, dle rovnice (21).
- M_{sp} ... Setrvačný moment posuvných hmot, redukováný na hřídel motoru, dle r. (22).
- M_{sr} ... Setrvačný moment rotujících hmot, redukováný na hřídel motoru, dle r. (23).
- M_2 ... Moment na výstupní hřídeli převodovky dle kapitoly 3.1.2.

MOMENT PASIVNÍCH ODPORŮ, REDUKOVANÝ NA HŘÍDEL MOTORU

$$M_{st} = \frac{T \cdot R}{i \cdot \eta_c}$$

$$M_{st} = \frac{2639,9 \cdot 0,125}{1,48 \cdot 0,95} \quad (21)$$

$$M_{st} = 234,7Nm$$

Kde:

- T ... Tažná síla dle vzorce (14).
- R ... Poloměr pojezdového kola dle kapitoly 4.3.
- i ... Převod poměr mezi výstupní hřídelí převodovky a pojezdovými koly, dle r. (25).
- η_c ... Celková mechanická účinnost byla dle literatury [2] zvolena $\eta_c = 95\%$.

**SETRVAČNÝ MOMENT POSUVNÝCH HMOT, REDUKOVANÝ NA HŘÍDEL MOTORU**

$$M_{sp} = \frac{F_{sp} \cdot R}{i \cdot \eta_c}$$
$$M_{sp} = \frac{575 \cdot 0,125}{1,48 \cdot 0,95} \quad (22)$$

$$M_{sp} = 51,1 Nm$$

Kde:

- F_{sp} ... Setrvačná síla posuvných hmot, působící na obvodě kola dle vzorce (24).

SETRVAČNÝ MOMENT ROTUJÍCÍCH HMOT, REDUKOVANÝ NA HŘÍDEL MOTORU

$$M_{sr} = J \cdot \varepsilon$$
$$M_{sr} = 0,00142 \cdot 45,8 \quad (23)$$
$$M_{sr} = 0,065 Nm$$

Kde:

- J ... Moment setrvačnosti všech rotujících hmot systému dle vzorce (26).
- ε ... Úhlové zrychlení hmot na hřídeli motoru dle vzorce (27).

SETRVAČNÁ SÍLA POSUVNÝCH HMOT

$$F_{sp} = \frac{G_o \cdot v}{60 \cdot t_r}$$
$$F_{sp} = \frac{11500 \cdot 9}{60 \cdot 3} \quad (24)$$

$$F_{sp} = 575 N$$

Kde:

- v ... Rychlost pojezdu přesuvny dle zadání $9 m \cdot s^{-1}$.
- t_r ... Doba rozběhu byla dle literatury [2] zvolena $t_r = 3 s$.

**PŘEVODOVÝ POMĚR MEZI VÝSTUPNÍ HŘÍDELÍ PŘEVODOVKY A POJEZDOVÝMI KOLY**

$$i = \frac{n_{přev}}{n_k}$$

$$i = \frac{17}{11,46} \quad (25)$$

$$i = 1,48$$

Kde:

- $n_{přev}$... Výstupní otáčky převodovky dle kapitoly 3.1.2.
- n_k ... Otáčky pojezdových kol dle vzorce (18).

MOMENT SETRVAČNOSTI ROTUJÍCÍCH HMOT

$$J = J_o \cdot \alpha$$

$$J = 0,00109 \cdot 1,3 \quad (26)$$

$$J = 0,00142 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde:

- J_o ... Moment setrvačnosti elektromotoru dle kapitoly 3.1.1.
- α ... Součinitel zahrnující zbylé rotující hmoty byl dle literatury [2] zvolen $\alpha = 1,3$.

ÚHLOVÉ ZRYCHLENÍ HMOT NA HŘÍDELÍ ELEKTROMOTORU

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_r}$$

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot 1375}{30 \cdot 3} \quad (27)$$

$$\varepsilon = 45,8 \text{ s}^{-2}$$

Kde:

- n_m ... Otáčky elektromotoru dle kapitoly 3.1.1.



4.6.2 KONTROLA TAŽNÉ SÍLY MOTORU VZHEDEM K ADHESNÍ TÍZE PŘESUVNY

Tažná síla motoru pojezdu nesmí být větší než tření mezi hnacími koly a kolejnicí při rozjezdu. [2]

ROVNICE ROVNOVÁHY SIL NA OBVODU POJEZDOVÉHO KOLA

$$f \cdot \sum K \geq T' + F_{sp} \quad (28)$$

Kde:

- $f \dots$ Součinitel tření mezi koly a kolejnicí byl dle literatury [2] zvolen $f = 0,15$.
- $\sum K \dots$ Součet zatížení všech poháněných kol (adhesní síla přesuvny).
- $T' \dots$ Jízdný odpor na poháněných kolech.
- $F_{sp} \dots$ Setrvačná síla posuvných hmot na obvodu pojezdových kol.

Dosazením do rovnice (28) a jejím úpravou dostaneme vztah pro minimální dobu rozběhu

$$f \cdot \frac{G_o \cdot g}{z} = \frac{m_1}{m} \cdot T + \frac{G_o \cdot v}{60 \cdot t_{min}} \quad (29)$$

$$t_{min} = \frac{G_o \cdot v}{60 \cdot \left(f \cdot \frac{G_o \cdot g}{z} - \frac{m_1}{m} \cdot T \right)} \quad (30)$$

$$t_{min} = \frac{11500 \cdot 9}{60 \cdot \left(0,15 \cdot \frac{11500 \cdot 9,81}{2} - \frac{2}{4} \cdot 2639,9 \right)}$$

$$t_{min} = 0,24s$$

$$t_{min} < t_r \Rightarrow \text{Navržený pohon vyhovuje}$$

$$0,24s < 3s$$

Kde:

- $z \dots$ Počet poháněných kol (2)
- $m_1 \dots$ Počet nepoháněných kol (2)
- $m \dots$ Celkový počet kol (4)



4.7 NÁVRH PROVOZNÍ BRZDY POJEZDOVÉHO ÚSTROJÍ

Brzda pojezdového ústrojí musí zastavit přesuvnu v určitém čase t_b , k tomu je zapotřebí brzdného momentu M_b . K zabrzdění napomáhají pasivní odpory M_{st} , součet brzdného momentu M_b a pasivních odporů M_{st} působí proti setrvačným momentům, viz rovnice (34).

Z důvodu, aby byli potřebný brzdný moment a rozměry brzdy co nejmenší, umísťuje se brzda vždy na rychloběžný hřídel motoru. Všechny momenty se tak musí redukovat na tento hřídel. [2]

4.7.1 MINIMÁLNÍ DOBA ZASTAVENÍ – KONTROLA NA BLOKOVÁNÍ

Rovnice rovnováhy sil při brzdění na obvodu pojezdového kola. Na rozdíl od rovnice (28) jízdní odpory na pojezdových kolech T' napomáhají k brzdění přesuvny, z tohoto důvodu mají opačné znaménko.

$$f \cdot \sum K \geq F_{sp} - T' \quad (31)$$

Kde:

- $f \dots$ Součinitel tření mezi koly a kolejnici byl dle literatury [2] zvolen $f = 0,15$.
- $\sum K \dots$ Součet zatížení všech brzděných kol.
- $T' \dots$ Jízdný odpor na pojezdových kolech, která nejsou brzděna.
- $F_{sp} \dots$ Setrvačná síla posuvných hmot na obvodu pojezdových kol.

Dosazením do rovnice (31) a její úpravou dostaneme vztah pro minimální dobu brzdění.

$$f \cdot \frac{G_o \cdot g}{z} = \frac{G_o \cdot v}{60 \cdot t_{bmin}} - \frac{m_1}{m} \cdot T \quad (32)$$

$$t_{bmin} = \frac{G_o \cdot v}{60 \cdot \left(f \cdot \frac{G_o \cdot g}{z} + \frac{m_1}{m} \cdot T \right)} \quad (33)$$

$$t_{bmin} = \frac{11500 \cdot 9}{60 \cdot \left(0,15 \cdot \frac{11500 \cdot 9,81}{2} + \frac{2}{4} \cdot 2639,9 \right)}$$

$$t_{bmin} = 0,18s$$

Kde:

- $z \dots$ Počet brzděných kol (2)
- $m_1 \dots$ Počet nebrzděných kol (2)
- $m \dots$ Celkový počet kol (4)



VOLBA SKUTEČNÉ DOBY BRZDĚNÍ

Skutečná doba brzdění má být vyšší než vypočtená doma minimální, proto volím skutečnou dobu brzdění $t_b = 0,5$ s.

4.7.2 POTŘEBNÝ BRZDNÝ MOMENT

Výpočet brzdného momentu je obdobný jako výpočet momentu potřebného k rozjezdu, s tím rozdílem, že pasivní odpory M_{st} i účinnost převodu η_c napomáhají brzdění.

$$M_b = M_{sp} + M_{sr} - M_{st} \quad (34)$$

Dosazením do rovnice (34) získáme vztah pro výpočet brzdného momentu.

$$M_b = \frac{F_{sp} \cdot R \cdot \eta_c}{i_c} + J \cdot \varepsilon - \frac{T \cdot R \cdot \eta_c}{i_c}$$

$$M_b = \frac{3450 \cdot 0,125 \cdot 0,95}{119,98} + 0,00142 \cdot 287,9 - \frac{2639,9 \cdot 0,125 \cdot 0,95}{119,98} \quad (35)$$

$$M_b = 1,2 Nm$$

Kde:

- ε ... Úhlové zrychlení hmot na hřídeli motoru dle vzorce (36).
- i_c ... Celkový mechanický převod dle vzorce (37).

ÚHLOVÉ ZRYCHLENÍ HMOT NA HŘÍDELI MOTORU

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_b}$$

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot 1375}{30 \cdot 0,5} \quad (36)$$

$$\varepsilon = 287,9 s^{-2}$$

Kde:

- t_b ... Skutečná doba brzdění dle kapitoly 4.7.1.

CELKOVÝ MECHANICKÝ PŘEVOD

$$i_c = \frac{n_m}{n_k}$$

$$i_c = \frac{1375}{11,46} \quad (37)$$



$$i_c = 119,98$$

Kde:

- n_m ... Výstupní otáčky elektromotoru dle kapitoly 3.1.1.
- n_k ... Otáčky pojezdových kol dle vzorce (18).

4.7.3 DOBA ZASTAVOVÁNÍ BEZ POUŽITÍ BRZDY

Při pojezdové rychlosti přesuvny nad 36m/min musí být vybavena brzdou. Při menší pojezdové rychlosti musíme určit dráhu, na které se přesuvna zastaví vlivem pasivních odporů. Podle velikosti této dráhy se pak rozhodne, musí-li mít přesuvna brzdu nebo ne. Maximální dobu zastavování (vlivem pasivních odporů) určíme z rovnosti kinetické energie pohyblivých hmot soustavy a mechanické práce brzdných sil. Pro jednodušší výpočet lze brát energii rotujících hmot jako 15% energie posouvajících hmot. [2]

$$1,15 \cdot \frac{1}{2} \cdot G_o \cdot \frac{v^2}{60^2} = T \cdot s_{max} \quad (38)$$

Úpravou vzorce (38) získáme vztah pro výpočet dráhy, na které přesuvna vlivem pasivních odporů zastaví. Zpoždění při brzdění je konstantní a průběh rychlosti lineární.

DRÁHA, NA KTERÉ PŘESUVNA ZASTAVÍ BEZ POUŽITÍ BRZDY

$$s_{max} = \frac{1,15 \cdot \frac{1}{2} \cdot G_o \cdot \frac{v^2}{60^2}}{T}$$

$$s_{max} = \frac{1,15 \cdot \frac{1}{2} \cdot 11500 \cdot \frac{9^2}{60^2}}{2639,9} \quad (39)$$

$$s_{max} = 0,0564m$$

DOBA ZASTAVOVÁNÍ BEZ POUŽITÍ BRZDY

$$t_{zb} = \frac{120 \cdot s_{max}}{v}$$

$$t_{zb} = \frac{120 \cdot 0,0564}{9} \quad (40)$$

$$t_{zb} = 0,752s$$

VOLBA BRZDY

V důsledku nízké pojzdové rychlosti přesuvny 150mm/s zastaví přesuvna bez použití brzdy za 0,752s na dráze 56,4mm. Tyto hodnoty považují za dostatečně malé, proto nebude přesuvna zastavována pomocí brzdy, ale jen vlivem pasivních odporů.

Přesto bude motor pojezdu vybaven brzdou, která ale bude sloužit jen jako brzda parkovací, k zamezení nežádoucího pojezdu přesuvny během nakládání a vykládání břemene a během odstavení přesuvny. Tato brzda bude sloužit zároveň jako brzda nouzová při akutní potřebě zastavení přesuvny, tedy jako bezpečnostní prvek.

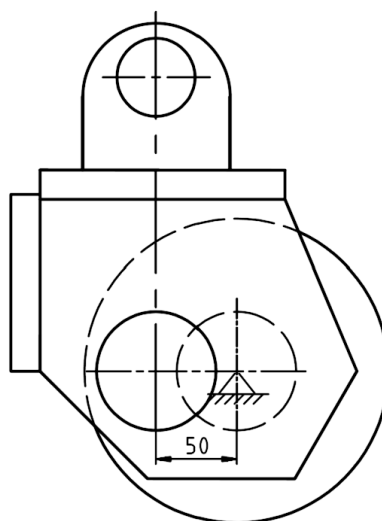
V případě použití přesuvny i v jiných aplikacích, kde bude zatížena nekonstantní zátěží a dobu zastavení nebude možné snadno určit, může být brzda použita jako brzda provozní.

Dle vypočtených hodnot je zvolena brzda **BRE 5 FHL**. Její parametry jsou uvedeny v kapitole 3.1.3.

4.8 NÁVRH POHONU MECHANISMU ZDVIHU

Rychlost zdvihu nákladu předběžně volím do 10mm/s. Díky seřiznutí navíjecí vačky dosahuje rychlost zdvihu přesuvny minimální hodnoty v okamžiku kontaktu rámu s břemenem, tím je dosaženo menších rázů než při plné rychlosti zdvihu přesuvny.

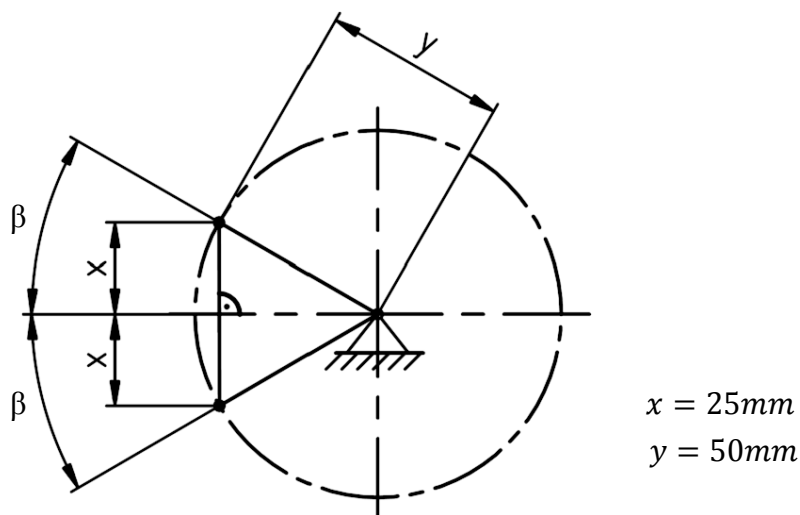
Osa ložiska čepu excentru sloužící k uchycení excentru k rámu je od osy ložiska pojezdové hřídele, tedy od středu rotace, vzdálena 50mm. Na tomto rozměru je založen výpočet rychlosti zvedání nákladu, výšky zdvihu i zatížení táhla a řetězu zdvihu. Geometrie excentru je uvedena na Obr. 38.



Obr. 38 Geometrie excentru

4.8.1 VÝPOČET ZDVIHU PŘESUVNY

K potřebnému zdvihu přesuvny 50mm je třeba natočení excentru nejprve o 30° směrem dolů a následně o 30° směrem vzhůru od neutrální polohy tak, jak je znázorněno na Obr. 39. Zdvih rámu je v obou případech 25mm.



Obr. 39 Náhradní schéma geometrie zdvihu

MAXIMÁLNÍ NATOČENÍ EXCENTRU PRO DOSAŽENÍ POŽADOVANÉHO ZDVIHU

$$\sin \beta_{max} = \frac{x}{y}$$

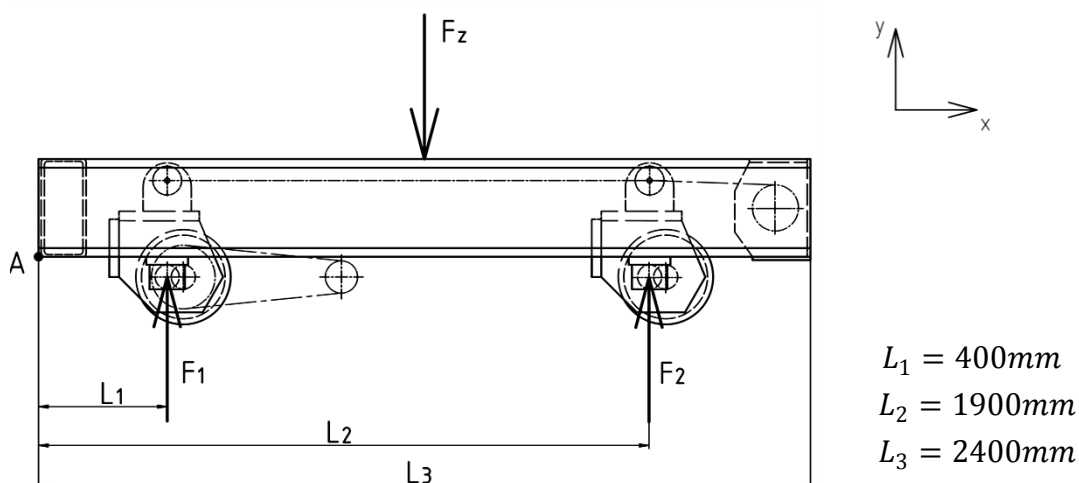
$$\sin \beta_{max} = \frac{25}{50} \quad (41)$$

$$\beta_{max} = 30^\circ \Rightarrow 0,524rad$$

Kde:

- x ... Zdvih přesuvny dle Obr. 39.
- y ... Vzdálenost os dle Obr. 39.

4.8.2 URČENÍ SIL OD ZATÍŽENÍ, PŮSOBÍCÍCH NA ČEPY EXCENTRŮ



Obr. 40 Schéma pro určení sil působících na čepy excentrů

ZATĚŽOVACÍ SÍLA

$$\begin{aligned}
 F_z &= G_o \cdot g \\
 F_z &= 11500 \cdot 9,81 \\
 F_z &= 112815\text{N}
 \end{aligned} \tag{42}$$

SILOVÁ ROVNOVÁHA

$$\sum F = 0 : \quad -F_z + F_1 + F_2 = 0 \tag{43}$$

MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA K BODU A

$$\sum M_A = 0 : \quad F_1 \cdot L_1 - F_z \cdot \frac{L_3}{2} + F_2 \cdot L_2 = 0 \tag{44}$$

Úpravou rovnic (43) a (44) získáme síly F_1 a F_2 :

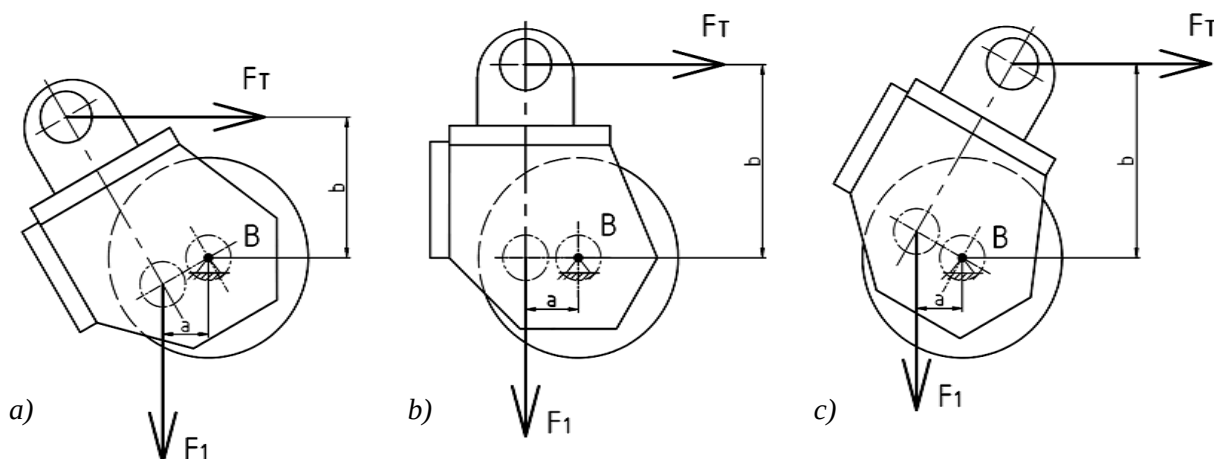
$$\begin{aligned}
 F_1 &= F_z - F_2 \\
 (F_z - F_2) \cdot L_1 - F_z \cdot \frac{L_3}{2} + F_2 \cdot L_2 &= 0 \\
 F_z \cdot L_1 - F_2 \cdot L_1 - F_z \cdot \frac{L_3}{2} + F_2 \cdot L_2 &= 0 \\
 112815 \cdot 400 - F_2 \cdot 400 - 112815 \cdot \frac{2400}{2} + F_2 \cdot 1900 &= 0 \\
 F_2 &= 60168\text{N}
 \end{aligned} \tag{45}$$

$$\begin{aligned}
 F_1 &= F_z - F_2 \\
 F_1 &= 112815 - 60168 \\
 F_1 &= 52647\text{N}
 \end{aligned}$$

Na daný čep excentru, bude působit poloviční hodnota vypočtené síly F_1 nebo F_2 .

4.8.3 URČENÍ SÍLY V TÁHLE

Na následujícím obrázku jsou znázorněny jednotlivé polohy excentru a síly, které působí na zadní excentr. Pozice a) znázorňuje minimální výšku přesuvny, kdy je excentr pootočen o 30° směrem dolů. Na pozici b) je uvedena neutrální poloha, ve které je osa spojující obě ložiska excentru vodorovná. Pozice c) zachycuje maximální výšku přesuvny, kdy je excentr pootočen o 30° směrem vzhůru. Síly v táhle odpovídající jednotlivým polohám jsou uvedeny v Tab. 16.



Obr. 41 Jednotlivé polohy zadního excentru

MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA K BODU B

$$\sum M_B = 0 : \quad F_1 \cdot a - F_T \cdot b = 0 \quad (46)$$

Úpravou vzorce (46) získáme vztah pro výpočet síly v táhle. Rovnice (47) je ukázka pro neutrální polohu, tedy polohu b) dle Obr. 41.

$$F_T = \frac{F_1 \cdot a}{b}$$

$$F_T = \frac{52647 \cdot 50}{300} \quad (47)$$

$$F_T = 8774,5 \text{ N}$$

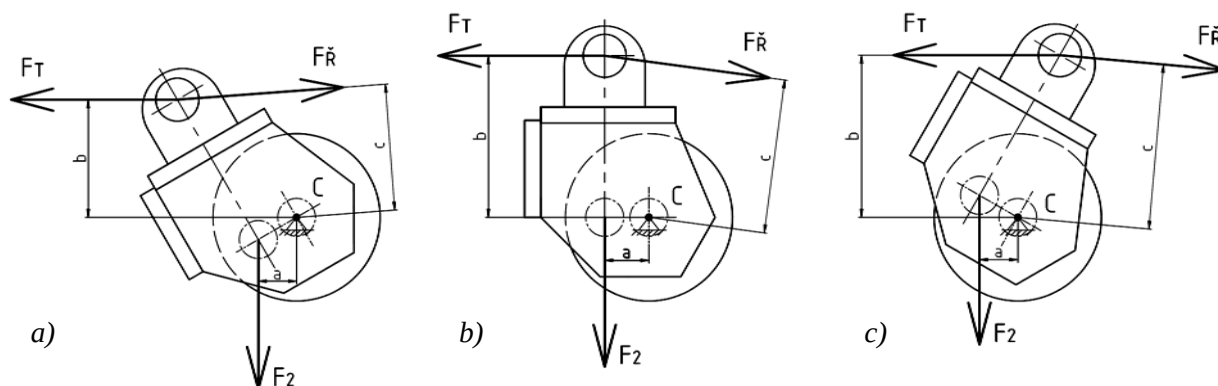
Tab. 16 Síla v táhle pro jednotlivé polohy přesuvny.

Pozice na Obr. 41	a)	b)	c)
Poloha přesuvny	Minimální zdvih	Neutrální poloha	Maximální zdvih
Rozměr a [mm]	43,3	50	43,3
Rozměr b [mm]	234,8	300	284,8
Síla v táhle F_T [N]	9708,7	8774,5	8004,3

Z Tab.16 je patrné, že síla v táhle je maximální, jestliže se přesuvna nachází v poloze minimálního zdvihu, tedy při natočení excentru o 30° směrem dolů.

4.8.4 URČENÍ SÍLY V ŘETĚZU ZDVIHU

Podobným postupem jako v předchozí kapitole bude vypočtena síla v řetězu zdvihu. Jednotlivé polohy natočení předního excentru jsou znázorněny na Obr. 42.



Obr. 42 Jednotlivé polohy zadního excentru

MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA K BODU C

$$\sum M_C = 0 : \quad F_T \cdot b - F_{\check{R}} \cdot c + F_2 \cdot a = 0 \quad (48)$$

Úpravou vzorce (48) získáme vztah pro výpočet síly v řetězu zdvihu. Rovnice (49) je ukázka pro neutrální polohu, tedy polohu b) dle Obr. 42.

$$F_{\check{R}} = \frac{F_T \cdot b + F_2 \cdot a}{c}$$

$$F_{\check{R}} = \frac{8774,5 \cdot 300 + 60168 \cdot 50}{298,7} \quad (49)$$

$$F_{\check{R}} = 18884,3 \text{ N}$$

Tab. 17 Síla v řetězu zdvihu pro jednotlivé polohy přesuvny.

Pozice na Obr. 42	a)	b)	c)
Poloha přesuvny	Minimální zdvih	Neutrální poloha	Maximální zdvih
Rozměr a [mm]	43,3	50	43,3
Rozměr b [mm]	234,8	300	284,8
Rozměr c [mm]	247,3	298,7	291,3
Síla v řetězu $F_{\check{R}}$ [N]	19752,8	18884,3	16769,3

Z Tab.17 je patrné, že síla v řetězu zdvihu je opět maximální, při minimálním zdvihu přesuvny. Tato síla bude použita pro další výpočty.



4.8.5 POTŘEBNÝ MOMENT NA NAVÍJECÍ VAČCE

$$M_n = F_{\check{R}} \cdot r_{vmax}$$

$$M_n = 19752,8 \cdot 0,075 \quad (50)$$

$$M_n = 1481,5 Nm$$

Kde:

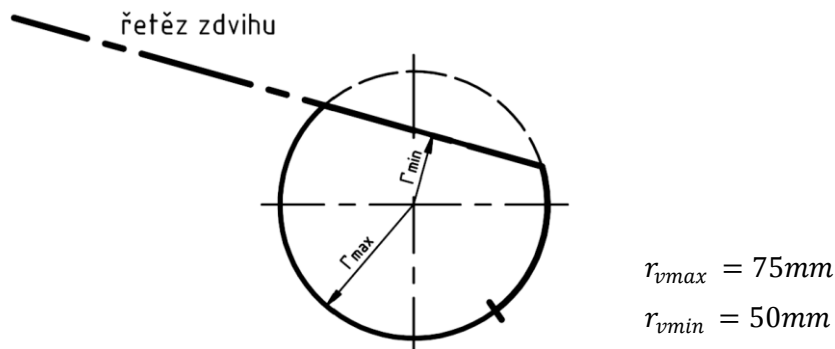
- r_{vmax} ... Maximální poloměr navíjecí vačky dle Obr. 43.

VOLBA PŘEVODOVKY A ELEKTROMOTORU ZDVIHU

Pro vypočtený potřebný moment na navíjecí vačce volím převodovku **NORD SK 63 F** dle literatury [5]. Výstupní otáčky převodovky jsou $n_2 = 6,5 \text{ min}^{-1}$ a výstupní moment $M_2 = 1616 \text{ Nm}$. Zbylé parametry převodovky jsou uvedeny v kapitole 3.2.2.

K dané převodovce volím elektromotor **NORD 90S/4** o výkonu $P = 1,1 \text{ kW}$ dle literatury [5]. Další parametry motoru jsou uvedeny v kapitole 3.2.1.

4.8.6 RYCHLOST ZDVIHU NÁKLADU



Obr. 43 Schéma navíjecí vačky

ÚHLOVÁ RYCHLOST NAVÍJECÍ VAČKY

$$\omega_v = 2 \cdot \pi \cdot n_v$$

$$\omega_v = 2 \cdot \pi \cdot 0,1083 \quad (51)$$

$$\omega_v = 0,6805 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

- n_v ... Otáčky vačky, jsou shodné s výstupními otáčkami převodovky dle kap. 3.2.2.

MAXIMÁLNÍ ÚHLOVÁ RYCHLOST EXCENTRU

$$\omega_v \cdot r_v = \omega_e \cdot r_e \quad (52)$$

Úpravou rovnice (52) získáme vztah pro výpočet maximální úhlové rychlosti excentru:

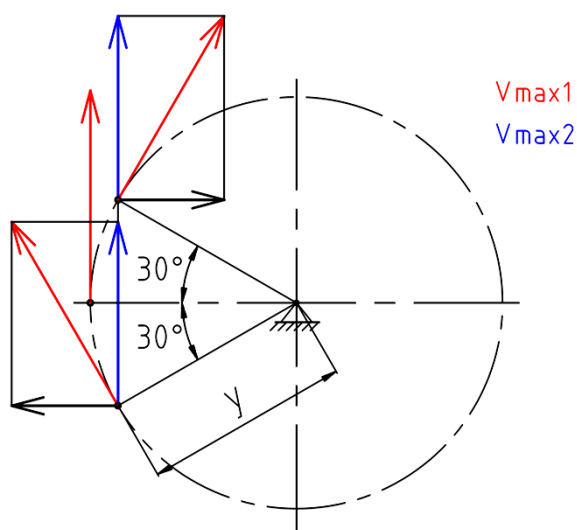
$$\begin{aligned} \omega_{emax} &= \frac{\omega_v \cdot r_{vmax}}{r_e} \\ \omega_{emax} &= \frac{0,6805 \cdot 75}{300} \\ \omega_{emax} &= 0,1701 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (53)$$

Kde:

- $r_e \dots$ Vzdálenost uchycení řetězu na excentru od osy rotace excentru.
- $r_{vmax} \dots$ Maximální poloměr navíjecí vačky.
- $\omega_v \dots$ Úhlová rychlost navíjecí vačky, dle rovnice (51).
- $\omega_e \dots$ Úhlová rychlost excentru.

MAXIMÁLNÍ RYCHLOST ZDVIHU NÁKLADU

Z maximální úhlové rychlosti excentru byla následně vypočtena obvodová rychlost dle Obr. 44. Rychlost zdvihu nákladu je s obvodovou rychlostí shodná pouze ve vodorovné poloze excentru, v jiných polohách ji musíme určit jako průmět obvodové rychlosti ve svislém směru, na Obr. 44 je tento průmět vyznačen modrou barvou. Obvodová rychlost je vyznačena barvou červenou.



Obr. 44 Schéma obvodové rychlosti excentru



$$\begin{aligned}
 v_{max1} &= \omega_{emax} \cdot y \\
 v_{max1} &= 0,1701 \cdot 50 \\
 v_{max1} &= 8,51 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}
 \end{aligned}
 \tag{54}$$

Kde:

- y ... Vzdálenost osy ložiska pojezdové hřídele, od osy čepu excentru, dle Obr.44.

Rychlost zdvihu nákladu v_{max2} byla určena graficky dle Obr. 44. Její hodnota je v obou krajních polohách shodná a to $v_{max2} = 7,37 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.

MINIMÁLNÍ ÚHLOVÁ RYCHLOST EXCENTRU

Úpravou rovnice (52) získáme i vztah pro výpočet minimální úhlové rychlosti excentru

$$\begin{aligned}
 \omega_{emin} &= \frac{\omega_v \cdot r_{vmin}}{r_e} \\
 \omega_{emin} &= \frac{0,6805 \cdot 50}{300} \\
 \omega_{emin} &= 0,1134 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}
 \end{aligned}
 \tag{55}$$

Kde:

- r_{vmin} ... Minimální poloměr navíjecí vačky.

MINIMÁLNÍ RYCHLOST ZDVIHU NÁKLADU

Minimální rychlost zdvihu nákladu je určena stejným způsobem jako rychlost maximální. Díky seříznutí navíjecí vačky odpovídá tato rychlost okamžiku kontaktu rámu s břemenem, tedy vodorovné poloze excentru, proto je vypočtená minimální obvodová rychlost shodná s minimální rychlostí zdvihu nákladu.

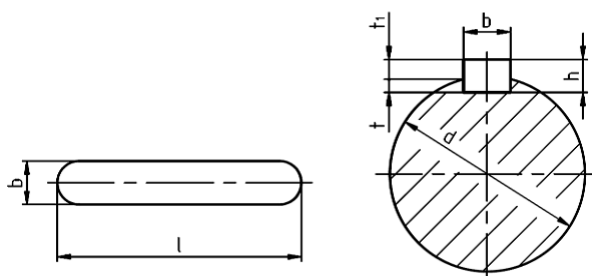
$$\begin{aligned}
 v_{min1} &= \omega_{emin} \cdot y \\
 v_{min1} &= 0,1134 \cdot 50 \\
 v_{min1} &= 5,67 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}
 \end{aligned}
 \tag{56}$$

Rychlost zdvihu nákladu se mění dle natočení vačky od $5,67 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ do $7,37 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.



4.9 NÁVRH A KONTROLA PER

Pro přenos hnacích momentů z převodovek pojezdu a zdvihu budou použita pera těsná, volena z literatury [3]. Schéma pera je uvedena na Obr. 45.



Obr. 45 Pero těsné

4.9.1 PERO MEZI ŘETĚZOVÝM KOLEM A POJEZDOVOU HŘÍDELÍ

Pojezdová hřídel má pod řetězovým kolem průměr $d_1 = 75 \text{ mm}$. Dle literatury [3] volím PERO 20e7 x 12 x l_1 ČSN 02 2562.

VÝPOČET PERA NA OTLAČENÍ

$$p_D \geq \frac{F}{S_1} \quad (57)$$

Kde:

- F ... Síla působící na pero
- S_1 ... Plocha pera namáhána na otlačení

Po dosazení do rovnice (57) a její úpravou získáme vztah pro výpočet délky pera:

$$p_D \geq \frac{\frac{2 \cdot M_2}{d_1}}{t_{11} \cdot (l_1 - b_1)}$$

$$p_D \geq \frac{2 \cdot M_2}{d_1 \cdot t_{11} \cdot (l_1 - b_1)}$$

$$l_1 = \frac{2 \cdot M_2}{d_1 \cdot t_{11} \cdot p_D} + b_1 \quad (58)$$

$$l_1 = \frac{2 \cdot 309000}{75 \cdot 4,6 \cdot 80} + 20$$

$$l_1 = 42,4 \text{ mm}$$



Kde:

- p_D ... Dovolný tlak na pero byl dle literatury [3] zvolen $p_D = 80 \text{ MPa}$.
- M_2 ... Výstupní moment z převodovky pojezdu, dle kapitoly 3.1.2.
- d_1 ... Průměr pojezdové osy pod řetězovým kolem byl zvolen $d_1 = 75 \text{ mm}$.
- t_{11} ... Hloubka drážky v náboji je dle literatury [3] $t_{11} = 4,6 \text{ mm}$.
- b_1 ... Šířka pera je dle literatury [3] $b_1 = 20 \text{ mm}$.
- l_1 ... Délka pera dle Obr. 11.

Dle lit. [3] volena délka pera $l_1 = 45 \text{ mm}$. Tedy **PERO 20e7 x 12 x 45 ČSN 02 2562**. Stejně pero bude použito i pro přenos hnacího momentu mezi hnací pojezdovou hřídelí a pojezdovými koly.

4.9.2 PERO MEZI VÝSTUPNÍ HŘÍDELÍ PŘEVODOVKY POJEZDU A ŘETĚZOVÝM KOLEM

Výstupní hřídel převodovky pojezdu má pod řetězovým kolem průměr $d_2 = 45 \text{ mm}$. Dle literatury [3] volím PERO 14e7 x 9 x l_2 ČSN 02 2562.

VÝPOČET PERA NA OTLAČENÍ

$$p_D \geq \frac{F_2}{S_2} \quad (59)$$

Kde:

- F_2 ... Síla působící na pero
- S_2 ... Plocha pera namáhána na otlačení

Po dosazení do rovnice (59) a její úpravou získáme vztah pro výpočet délky pera:

$$p_D \geq \frac{\frac{2 \cdot M_2}{d_2}}{t_{12} \cdot (l_2 - b_2)}$$

$$p_D \geq \frac{2 \cdot M_2}{d_2 \cdot t_{12} \cdot (l_2 - b_2)}$$

$$l_2 = \frac{2 \cdot M_2}{d_2 \cdot t_{12} \cdot p_D} + b_2 \quad (60)$$

$$l_2 = \frac{2 \cdot 309000}{45 \cdot 3,5 \cdot 80} + 14$$

$$l_2 = 63,1 \text{ mm}$$



Kde:

- p_D ... Dovolенý tlak na pero byl dle literatury [3] zvolen $p_D = 80MPa$.
- M_2 ... Výstupní moment z převodovky pojezdu, dle kapitoly 3.1.2.
- d_2 ... Průměr výstupní hřídele převodovky pod řetězovým kolem.
- t_{12} ... Hloubka drážky v náboji je dle literatury [3] $t_{12} = 3,5mm$.
- b_2 ... Šířka pera je dle literatury [3] $b_2 = 14mm$.
- l_2 ... Délka pera dle Obr. 11.

Dle lit. [3] volena délka pera $l_2 = 70mm$. Tedy **PERO 14e7 x 9 x 70 ČSN 02 2562**.

4.9.3 PERO MEZI VÝSTUPNÍ HŘÍDELÍ PŘEVODOVKY ZDVIHU A NAVÍJECÍ VAČKOU

Výstupní hřídel převodovky zdvihu má pod navíjecí vačkou průměr $d_3 = 65 mm$. Dle literatury [3] volím PERO 18e7 x 11 x l_3 ČSN 02 2562.

VÝPOČET PERA NA OTLAČENÍ

$$p_D \geq \frac{F_3}{S_3} \quad (61)$$

Kde:

- F_3 ... Síla působící na pero
- S_3 ... Plocha pera namáhána na otlačení

Po dosazení do rovnice (61) a její úpravou získáme vztah pro výpočet délky pera:

$$p_D \geq \frac{\frac{2 \cdot M_3}{d_3}}{t_{13} \cdot (l_3 - b_3)}$$

$$p_D \geq \frac{2 \cdot M_3}{d_3 \cdot t_{13} \cdot (l_3 - b_3)}$$

$$l_3 = \frac{2 \cdot M_3}{d_3 \cdot t_{13} \cdot p_D} + b_3 \quad (62)$$

$$l_3 = \frac{2 \cdot 1616000}{65 \cdot 4,2 \cdot 80} + 18$$

$$l_3 = 165,9mm$$

Kde:

- p_D ... Dovolенý tlak na pero byl dle literatury [3] zvolen $p_D = 80MPa$.
- M_3 ... Výstupní moment z převodovky zdvihu, dle kapitoly 3.2.2.
- d_3 ... Průměr výstupní hřídele převodovky pod navíjecí vačkou.

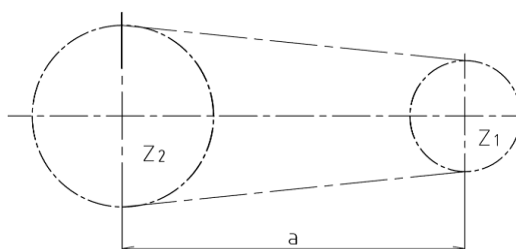


- t_{13} ... Hloubka drážky v náboji je dle literatury [3] $t_{13} = 4,2mm$.
- b_3 ... Šířka pera je dle literatury [3] $b_3 = 18mm$.
- l_3 ... Délka pera dle Obr. 11.

Dle lit. [3] zvolena dvě pera o délce $l_3 = 90mm$. Tedy **PERO 18e7 x 11 x 90 ČSN 02 2562**.

4.10 NÁVRH A KONTROLA ŘETĚZU POJEZDU

Pro přenos hnacího momentu z výstupní hřídele převodovky na hnací pojezdovou hřídel byl zvolen řetězový převod. Schéma tohoto převodu je uveden na Obr. 46.



$$\begin{aligned} z_1 &= 19 \text{ zubů} \\ z_2 &= 28 \text{ zubů} \\ a &= 450mm \end{aligned}$$

Obr. 46 Schéma řetězového převodu

4.10.1 DIAGRAMOVÝ VÝKON – VOLBA VHODNÉHO ŘETĚZU

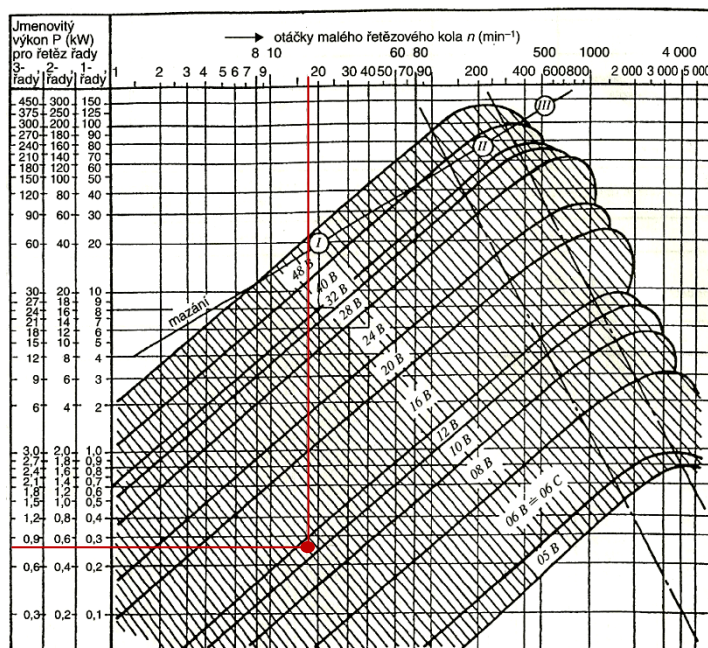
$$P_d = \frac{P}{k_{\text{ř}} \cdot l_{\text{ř}2} \cdot \varphi \cdot \sigma}$$

$$P_d = \frac{0,55}{0,8 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,85} \quad (63)$$

$$P_d = 0,81kW$$

Kde:

- P ... Přenášený výkon z převodovky na hnací hřídel dle kap. 3.1.2.
- $k_{\text{ř}}$... Součinitel výkonu byl dle lit. [14] zvolen $k_{\text{ř}} = 0,8$.
- $l_{\text{ř}2}$... Součinitel mazání byl dle lit. [14] zvolen $l_{\text{ř}2} = 1$.
- φ ... Součinitel provedení byl dle lit. [14] zvolen $\varphi = 1$.
- σ ... Součinitel vzdálenosti ozubených kol byl dle lit. [14] zvolen $\sigma = 0,85$.



Obr. 47 Diagram výkonu a otáček pro válečkové řetězy dle DIN 8187 [3].

Dle diagramu na Obr. 47 byl zvolen **ŘETĚZ 12 B – 3 ČSN 02 3311.2**

4.10.2 OBVODOVÉ RYCHLOSTI ŘETĚZU

$$v_{\text{ř}} = \frac{z_1 \cdot p_{\text{ř}} \cdot n_1}{60000}$$

$$v_{\text{ř}} = \frac{19 \cdot 19,05 \cdot 17}{60000} \quad (64)$$

$$v_{\text{ř}} = 0,103 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

- z_1 ... Počet zubů hnacího kola (pastorku) dle Obr. 46.
- $p_{\text{ř}}$... Rozteč řetězu dle kapitoly 3.3.1.
- n_1 ... Otáčky hnacího kola – výstupní otáčky převodovky pojezdu dle kapitoly 3.1.2.

4.10.3 PRŮMĚRY ŘETĚZOVÝCH KOL

PRŮMĚR ROZTEČNÉ KRUŽNICE HNACÍHO KOLA - PASTORKU

$$d_p = \frac{p_{\text{ř}}}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}$$

$$d_p = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{19}} \quad (65)$$

$$d_p = 115,74 \text{ mm}$$



PRŮMĚR ROZTEČNÉ KRUŽNICE ŘETĚZOVÉHO KOLA

$$d_{\text{ř}} = \frac{p_{\text{ř}}}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}$$

$$d_{\text{ř}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{28}} \quad (66)$$

$$d_{\text{ř}} = 170,14 \text{ mm}$$

Kde:

- $z_2 \dots$ Počet zubů řetězového kola dle Obr. 46.

4.10.4 POČET ČLÁNKŮ ŘETĚZU

$$X = 2 \cdot \frac{a}{p_{\text{ř}}} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_{\text{ř}}}{a}$$

$$X = 2 \cdot \frac{450}{19,05} + \frac{19 + 28}{2} + \left(\frac{28 - 19}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{19,05}{450} \quad (67)$$

$$X = 70,8 \text{ článků}$$

Kde:

- $a \dots$ Osová vzdálenost dle Obr. 46.

Počet článků má být dle literatury [14] sudý, proto volím $X = 72$ článků.

4.10.5 SKUTEČNÁ VZDÁLENOST OS OZUBENÝCH KOL

$$a_s = \frac{p_{\text{ř}}}{8} \cdot \left[2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - F_k \cdot (z_2 - z_1)^2} \right]$$

$$a_s = \frac{19,05}{8} \cdot \left[2 \cdot 72 - 19 - 28 + \sqrt{(2 \cdot 72 - 19 - 28)^2 - 0,8107 \cdot (28 - 19)^2} \right] \quad (68)$$

$$a_s = 461,16 \text{ mm}$$

Kde:

- $F_k \dots$ Koeficient výpočtu byl dle lit. [14] zvolen $F_k = 0,8107$.



KONTROLA ŘETĚZU

4.10.6 TAŽNÁ SÍLA NA ŘETĚZOVÉM KOLE

$$F_{t1} = \frac{P \cdot 1000}{v_{\dot{\gamma}}}$$

$$F_{t1} = \frac{0,55 \cdot 1000}{0,103} \quad (69)$$

$$F_{t1} = 5339,8N$$

Kde:

- P ... Přenášený výkon z převodovky na hnací pojezdovou hřídel dle kap. 3.1.2.
- $v_{\dot{\gamma}}$... Obvodová rychlost řetězu dle rovnice (64).

4.10.7 ODSŘEDIVÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ŘETĚZ

$$G_{\dot{\gamma}} = Q_{\dot{\gamma}} \cdot v_{\dot{\gamma}}^2$$

$$G_{\dot{\gamma}} = 3,32 \cdot 0,103^2 \quad (70)$$

$$G_{\dot{\gamma}} = 0,04N$$

Kde:

- $Q_{\dot{\gamma}}$... Hmotnost 1 metru řetězu je dle literatury [3] zvolena $Q_{\dot{\gamma}} = 3,32kg$.

Do obvodové rychlosti řetězu $v_{\dot{\gamma}} < 4m \cdot s^{-1}$ se odstředivá síla zanedbává.

4.10.8 STATICKÁ BEZPEČNOST ŘETĚZU

$$\gamma_{stat1} = \frac{F_{Pt1}}{F_{t1}} \geq 7$$

$$\gamma_{stat1} = \frac{86700}{5339,8} \quad (71)$$

$\gamma_{stat1} = 16,2 \Rightarrow$ Statické bezpečnosti zvolený řetěz **VYHOVUJE**.

Kde:

- F_{Pt1} ... Síla při přetržení řetězu byla dle lit. [3] zvolena $F_{Pt1} = 86700N$.

4.10.9 DYNAMICKÁ BEZPEČNOST ŘETĚZU

$$\gamma_{dyn1} = \frac{F_{Pt1}}{F_{t1} \cdot Y_{\dot{\gamma}}} \geq 5$$



$$\gamma_{dyn1} = \frac{86700}{5339,8 \cdot 1,5} \quad (72)$$

$\gamma_{dyn1} = 10,8 \Rightarrow$ Dynamické bezpečnosti zvolený řetěz **VYHOVUJE**.

Kde:

- Y_f ... Součinitel rázů byl dle lit. [14] zvolen $Y_f = 1,5$.

4.10.10 KONTROLA TLAKU V KLOUBECH ŘETĚZU

$$\gamma_p = \frac{p_D}{p_v}$$

$$\gamma_p = \frac{25,4}{19,9} \quad (73)$$

$\gamma_p = 1,28 \Rightarrow$ Kontrole tlaku v kloubech zvolený řetěz **VYHOVUJE**.

Kde:

- p_D ... Dovolený tlak v kloubech dle rovnice (74).
- p_v ... Měrný tlak v kloubech dle rovnice (75).

DOVOLENÝ TLAK V KLOUBECH

$$p_D = p_i \cdot l_1 \cdot l_2$$

$$p_D = 31,78 \cdot 0,8 \cdot 1 \quad (74)$$

$$p_D = 25,4 \text{ MPa}$$

Kde:

- p_i ... Měrný tlak při ideálních podmínkách byl dle lit. [14] zvolen $p_i = 31,78 \text{ MPa}$.
- l_1 ... Součinitel tření byl dle lit. [14] zvolen $l_1 = 0,8$.
- l_2 ... Součinitel mazání byl dle lit. [14] zvolen $l_2 = 1$.

MĚRNÝ TLAK V KLOUBECH ŘETĚZU

$$p_v = \frac{F_{t1}}{f_f}$$

$$p_v = \frac{5339,8}{268} \quad (75)$$

$$p_v = 19,9 \text{ MPa}$$

Kde:

- F_{t1} ... Tažná síla na řetězovém kole dle rovnice (69).
- f_f ... Plocha kloubu byla dle lit [3] zvolena $f_f = 268 \text{ mm}^2$.



4.11 NÁVRH A KONTROLA ŘETĚZU ZDVIHU

Jelikož se v tomto případě nejedná o klasický řetězový převod, nebude z tohoto hlediska ani navržen. Použit bude stejný typ řetězu jako u pojezdového ústrojí, jen s vyšší nosností – tedy **ŘETĚZ 20 B – 3 ČSN 02 3311.2**. Dále bude provedena kontrola statické a dynamické bezpečnosti.

4.11.1 STATICKÁ BEZPEČNOST ŘETĚZU

$$\gamma_{stat2} = \frac{F_{Pt2}}{F_{t2}} \geq 7$$

$$\gamma_{stat2} = \frac{267000}{32320} \quad (76)$$

$\gamma_{stat2} = 8,3 \Rightarrow$ Statické bezpečnosti zvolený řetěz **VYHOVUJE**.

Kde:

- $F_{t2} \dots$ Maximální síla v řetězu dle rovnice (78).
- $F_{Pt2} \dots$ Síla při přetržení řetězu byla dle lit. [3] zvolena $F_{Pt2} = 267000N$.

4.11.2 DYNAMICKÁ BEZPEČNOST ŘETĚZU

$$\gamma_{dyn2} = \frac{F_{Pt2}}{F_{t2} \cdot Y_{\check{r}}} \geq 5$$

$$\gamma_{dyn2} = \frac{267000}{32320 \cdot 1,5} \quad (77)$$

$\gamma_{dyn2} = 5,5 \Rightarrow$ Dynamické bezpečnosti zvolený řetěz **VYHOVUJE**.

Kde:

- $Y_{\check{r}} \dots$ Součinitel rázů byl dle lit. [14] zvolen $Y_{\check{r}} = 1,5$.
- $F_{t2} \dots$ Maximální síla v řetězu dle rovnice (78).

MAXIMÁLNÍ SÍLA V ŘETĚZU

$$F_{t2} = \frac{M_2}{r_{vmin}}$$

$$F_{t2} = \frac{1616}{0,05} \quad (78)$$

$$F_{t2} = 32320N$$

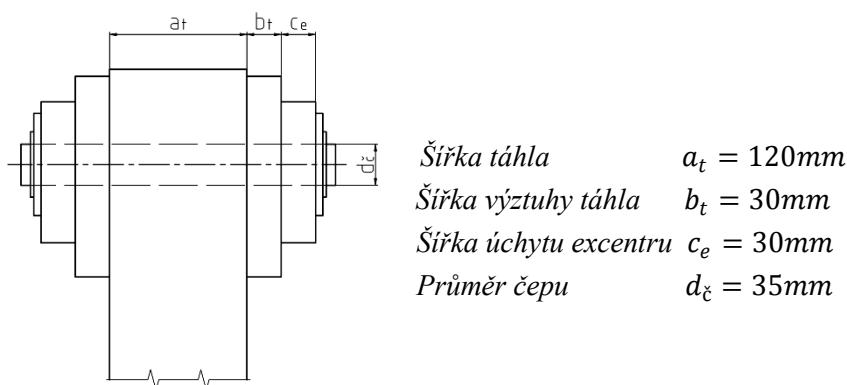
Kde:

- $M_2 \dots$ Výstupní moment převodovky zdvihu dle kapitoly 3.2.2.
- $r_{vmin} \dots$ Minimální poloměr navíjecí vačky.



4.12 KONTROLA ČEPU V TÁHLE

Táhlo je s excentry pojezdových kol spojeno pomocí čepu z konstrukční oceli 11600. Čepový spoj je znázorněn na Obr. 48.



Obr. 48 Schéma čepového spoje

4.12.1 KONTROLA ČEPU NA SMYKOVÉ NAMÁHÁNÍ

$$\tau_{\check{c}} = \frac{F_{\check{c}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} \leq \tau_D$$

$$\tau_{\check{c}} = \frac{9708,7}{\frac{\pi \cdot 35^2}{4}} \quad (79)$$

$$\tau_{\check{c}} = 10,1\text{MPa} < 70\text{MPa} \Rightarrow \text{Navržený čep VYHOVUJE.}$$

Kde:

- $F_{\check{c}}$... Síla působící na čep dle kapitoly 4.7.3.
- $d_{\check{c}}$... Průměr čepu dle Obr. 48.
- τ_D ... Dovolené napětí ve smyku pro materiál 11600 bylo dle lit. [3] zvoleno 70MPa.

4.12.2 KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

$$p_{\check{c}} = \frac{F_{\check{c}}}{2 \cdot b_t \cdot d_{\check{c}}} \leq p_D$$

$$p_{\check{c}} = \frac{9708,7}{2 \cdot 30 \cdot 35} \quad (80)$$

$$p_{\check{c}} = 4,6\text{MPa} < 110\text{MPa} \Rightarrow \text{Navržený čep VYHOVUJE.}$$

Kde:

- b_t ... Šířka stěny výztuhy táhla dle Obr. 48.
- p_D ... Dovolené napětí v tlaku pro materiál 11600 bylo dle lit. [3] zvoleno 110MPa.



5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Dle zadání měl být pevnostnímu posouzení podroben vybraný celek. Vzhledem k tomu, že základ konstrukce tvoří rám, který přenáší veškeré zatížení od nákladu na pojezdová kola, byl pro pevnostní posouzení vybrán právě tento prvek. Pro pevnostní posouzení byl zvolen program NX I-deas.

5.1 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ V PROGRAMU I-DEAS

Metoda konečných prvků (MKP) je numerická metoda sloužící k simulaci průběhů napětí, deformací, vlastních frekvencí, proudění tepla, jevů elektromagnetismu a proudění tekutin na vytvořeném fyzikálním modelu. Její princip spočívá v diskretizaci spojitého kontinua do určitého (konečného) počtu prvků, přičemž zjišťované parametry jsou určovány v jednotlivých uzlových bodech. MKP je užívána především pro kontrolu již navržených zařízení nebo pro stanovení kritického místa konstrukce. Ačkoliv jsou principy této metody známy již delší dobu, k jejímu masovému využití došlo teprve s nástupem moderní výpočetní techniky.

Program I-deas (Integrated Design and Engineering Analysis Software) byl navržen především pro automobilní průmysl, využíván je zejména značkami Ford Motor Company a General Motors.

5.2 ŘEŠENÍ V PROGRAMU I-DEAS

V programu I-deas byl nejdříve vytvořen skořepinový model, který rozměrově odpovídá střednicím jednotlivých profilů. Následně byla na modelu vytvořena síť, jejímž elementům byla přiřazena tloušťka odpovídající tloušťce skutečného materiálu. Pro jednoduchost nebylo uvažováno se zaoblením profilů ani sražením hran. Použitá skořepinová metoda není náročná na délku výpočtu s ohledem na dostupnou výpočetní techniku. Pro síť byl použit čtyřuzlový prvek „Thin shell“ s předem definovanou tloušťkou stěny. Velikost jednotlivých prvků byla vzhledem k velikosti rámu a s ohledem na čas výpočtu, daném použitou výpočetní technikou, zvolena 10mm, což zajistilo dostatečnou hustotu sítě. Jelikož konstrukce rámu je tvořena zejména z obdélníkových profilů a plochých tyčí, byla na stěny rámu použita mapovaná síť. Pouze na desky sloužící k uchycení pohonu zdvihu byla použita síť volná. Okraje děr pro ložiska vačky byly spojeny pomocí dokonale tuhého prvku „rigid“ se středem, který byl následně zatížen dle vypočtených sil působících na řetěz zdvihu. Rám byl pomocí patek na spodní části rámu zavazben takovým způsobem, který odpovídá skutečnému provozu přesuvny. Při pevnostním posouzení byl rám zatěžován nejprve minimální nosností stroje dle zadání, tedy vahou deseti tun, a také vlastní vahou přesuvny. Následně byla prověřena maximální nosnost rámu, při které již dojde k nežádoucím deformacím, nebo napětí v kritickém místě překročí dovolenou hodnotu.



5.3 FEM MODEL RÁMU

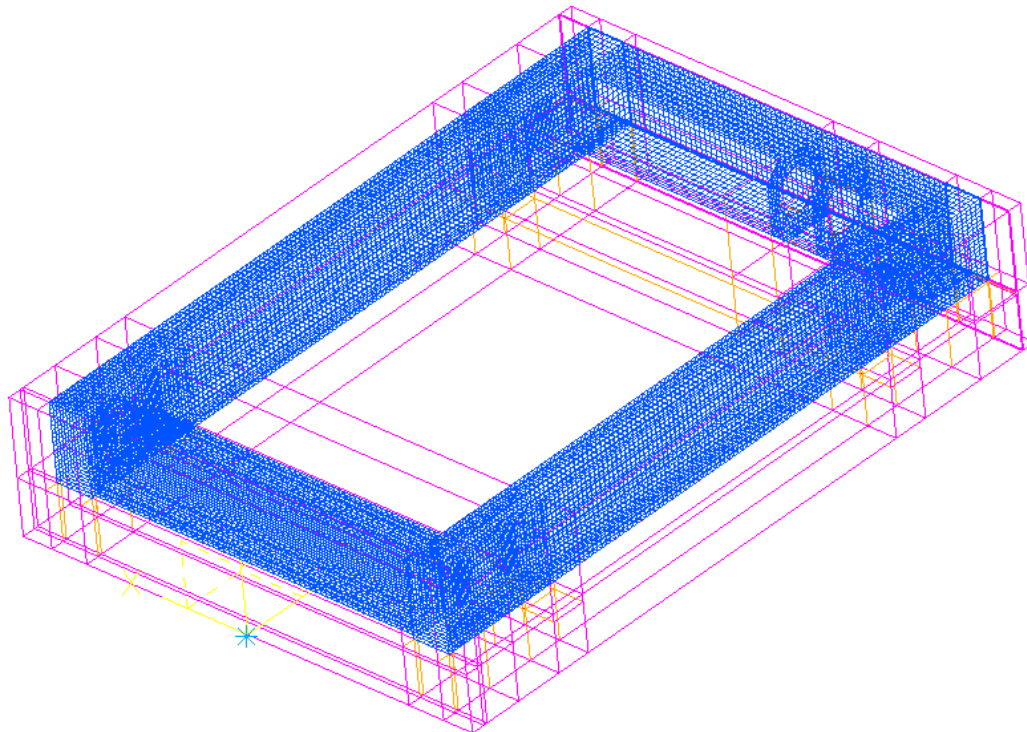
Pro pevnostní analýzu rámu přesuvny bylo použito Metody konečných prvků (MKP) v angličtině Finite Element Method (FEM). Výpočty byly provedeny formou lineární analýzy MKP v prostředí softwaru NX I-Deas 6.1.

Konstrukce rámu je tvořena převážně z tenkostěnných profilů, proto byl pro FEM analýzu zvolen střednicový skořepinový model. Tento způsob tvorby modelu je pro výpočet přijatelnější a rychlejší než při tvorbě modelu objemového.

5.3.1 TVORBA FEM MODELU

Střednicový model je tvořen plochami, které nahrazují střednice jednotlivých průřezů. Pro tvorbu modelu byly potřebné plochy získány rozřezáním prvotně vytvořeného objemu. Tyto plochy byly následně nasítovány a vznikl tak skořepinový model znázorněný na Obr. 49. Tento způsob tvorby modelu zaručuje zamezení ztráty spojitosti ploch během výpočtu.

Z důvodu zjednodušení tvorby modelu bylo zanedbáno zaoblení a sražení hran na jednotlivých profilech. Tato zjednodušení nemají zásadní vliv na dosažené výsledky. Dále byl vytvořen konečnoprvkový model skládající se ze čtyřuzlových prvků (Thin Shell).



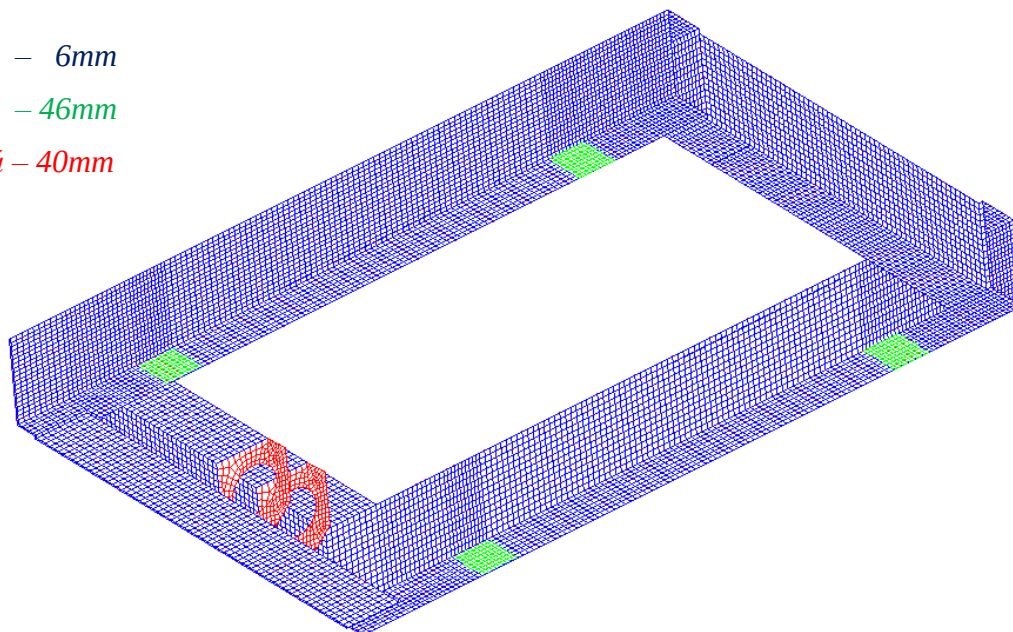
Obr. 49 Tvorba FEM modelu rámu- vysítované plochy základního objemu

Ve FEM modelu rámu jsou jednotlivé tloušťky prvků Thin Shell barevně rozlišeny. Jednotlivé tloušťky plechů, tedy barvy sítě, jsou znázorněny na Obr. 50. Patky na spodní straně rámu, které slouží k uchycení čepů excentrů, na Obr. 50 znázorněny zelenou barvou, jsou ze své základní roviny vysunuty pomocí funkce „OFF SET“, touto metodou je dosaženo přesnější simulace skutečné součásti.

Modrá – 6mm

Zelená – 46mm

Červená – 40mm



Obr. 50 Tvorba FEM modelu rámu- tloušťky plechů.

5.3.2 POUŽITÉ PRVKY

Při tvorbě FEM modelu byly použity následující prvky:

Thin Shell - plošný čtyřuzlový prvek střednicového modelu nahrazující materiál tenkostěnného profilu. Prvku je přiřazována tloušťka, odpovídající tloušťce nahrazeného materiálu

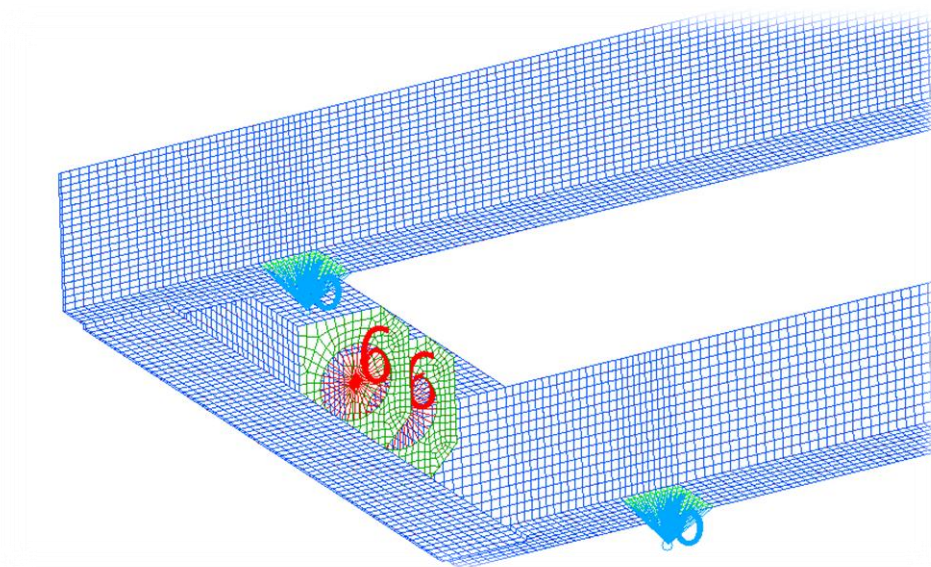
Constraint - nehmotný prvek, který se vyznačuje konečnou tuhostí. Slouží k rovnoměrnému rozložení zatížení z jednoho působíště do více uzlů sítě.

Lumped Mass - bezrozměrný prvek nahrazující hmotnost a moment setrvačnosti hmotnosti, který se umísťuje do uzlu.

Části přesuvny, u kterých není požadována pevnostní analýza, nejsou modelovány. Je však provedena jejich náhrada pomocnými prvky a vazbami. Základním požadavkem těchto zjednodušení je, aby co nejvíce odpovídaly skutečným stavům nahrazených částí.

Na odpovídajících místech konstrukce je použit prvek „Constraint“, který rovnoměrně rozkládá zatížení z jednoho působíště („Nodu“) do více uzlů sítě. „Nody“ jsou následně zavazbeny nebo zatíženy silou.

Na Obr. 51 jsou červenou barvou znázorněny prvky „Constraint“ pro desky sloužící k uchycení převodovky zdvihu a modrou barvou pro patky k uchycení čepů excentrů.



Obr. 51 Tvorba FEM modelu rámu- vazby

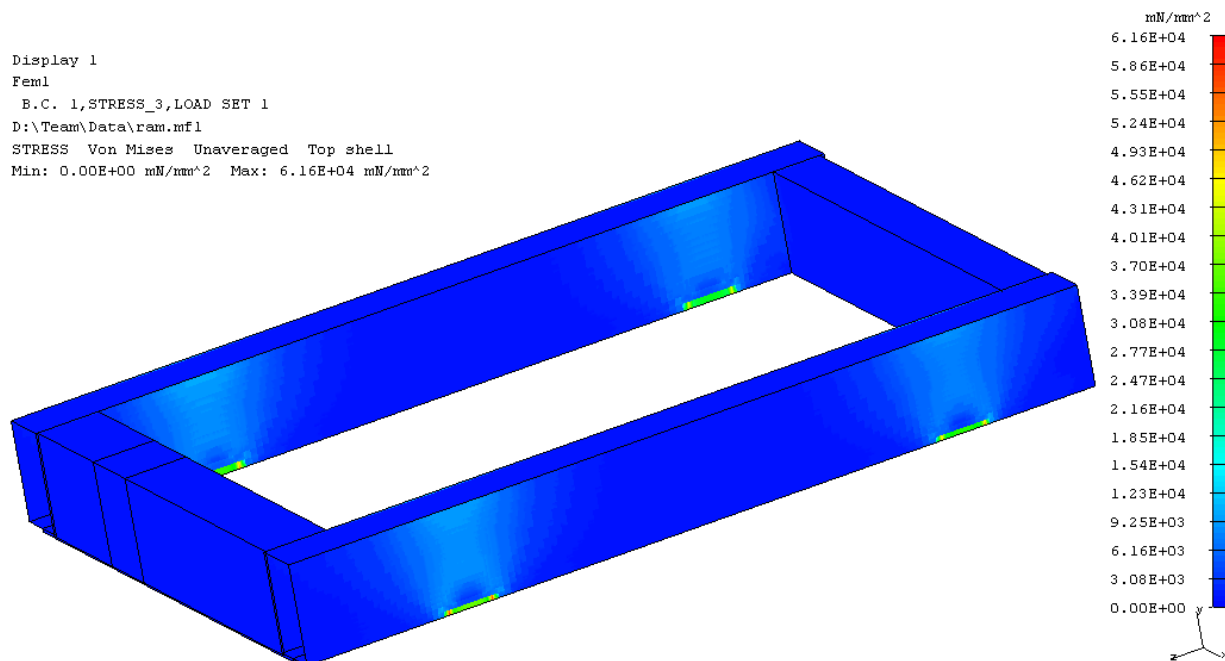
5.4 FEM ANALÝZA NAVRŽENÉ KONSTRUKCE

Konstrukce rámu je kontrolována pouze na statické zatěžování, při tomto zatěžovacím stavu působí na konstrukci jen tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$ ve svislém směru a hmotnost břemene o minimální nosnosti přesuvny, tedy deseti tun. Díky nízké pojezdové rychlosti není uvažováno s kontrolou při rozjezdu či brzdění přesuvny.

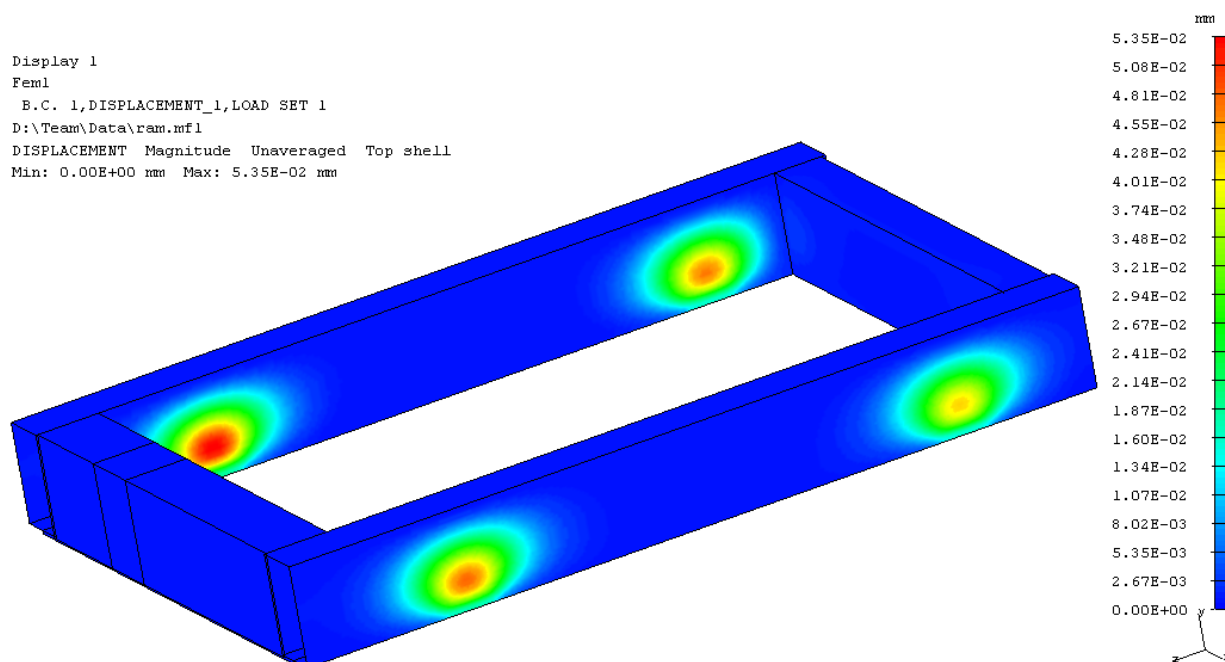
Výsledky pevnostní analýzy jsou zobrazeny v nedeformovaném stavu a porovnány s minimální hodnotou meze kluzu použitých materiálů HS S355J2H ($R_e=355\text{MPa}$) a 11600 ($R_e=295\text{MPa}$). Konstrukce v deformovaném stavu s měřítkem zvětšení deformace 3:1 je obsahem příloh této práce. Stavby napjatosti jsou určeny podle teorie HMM, v programu I-Deas se tato teorie nazývá Von Mises.



5.4.1 PRŮBĚH NAPĚTÍ A DEFORMACE RÁMU, ZPŮSOBENÉ POUZE TÍHOU BŘEMENE A VLASTNÍ HMOTNOSTÍ RÁMU.



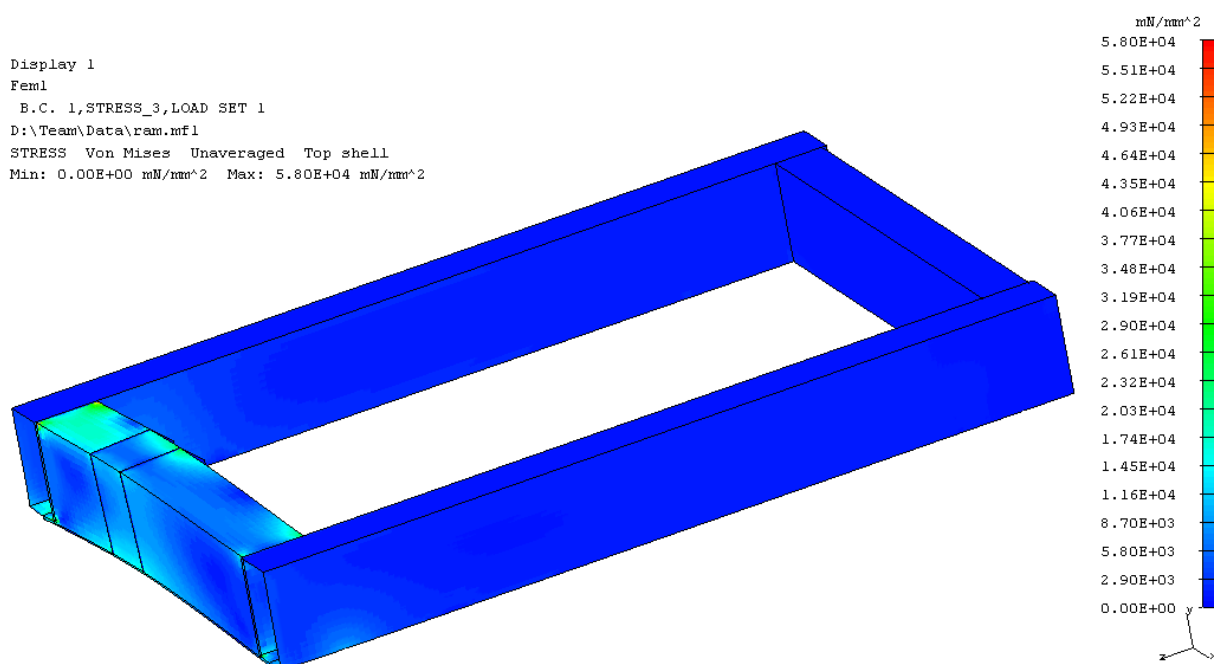
Obr. 52 Napětí-HMH - maximální napětí v konstrukci 61,6MPa.



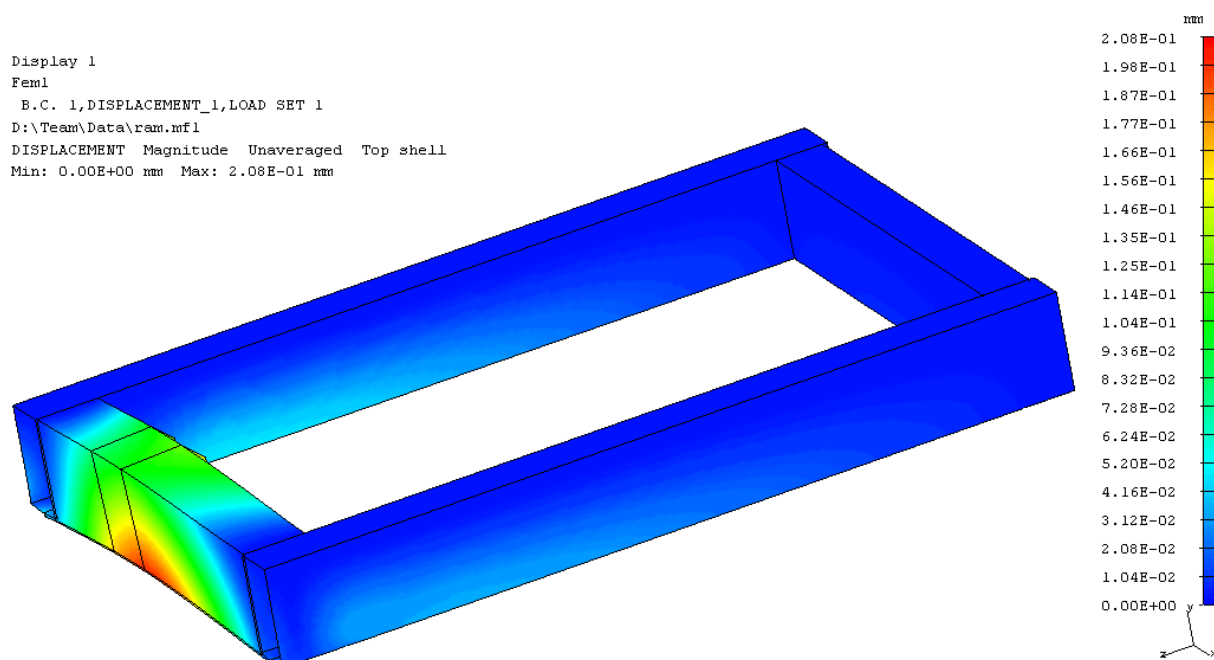
Obr. 53 Deformace - maximální deformace konstrukce 0,0535mm.



5.4.2 PRŮBĚH NAPĚTÍ A DEFORMACE RÁMU, ZPŮSOBENÉ POUZE SILOU PŮSOBÍCÍ NA NAVÍJECÍ VAČKU.



Obr. 54 Napětí-HMH - maximální napětí v konstrukci 58MPa.

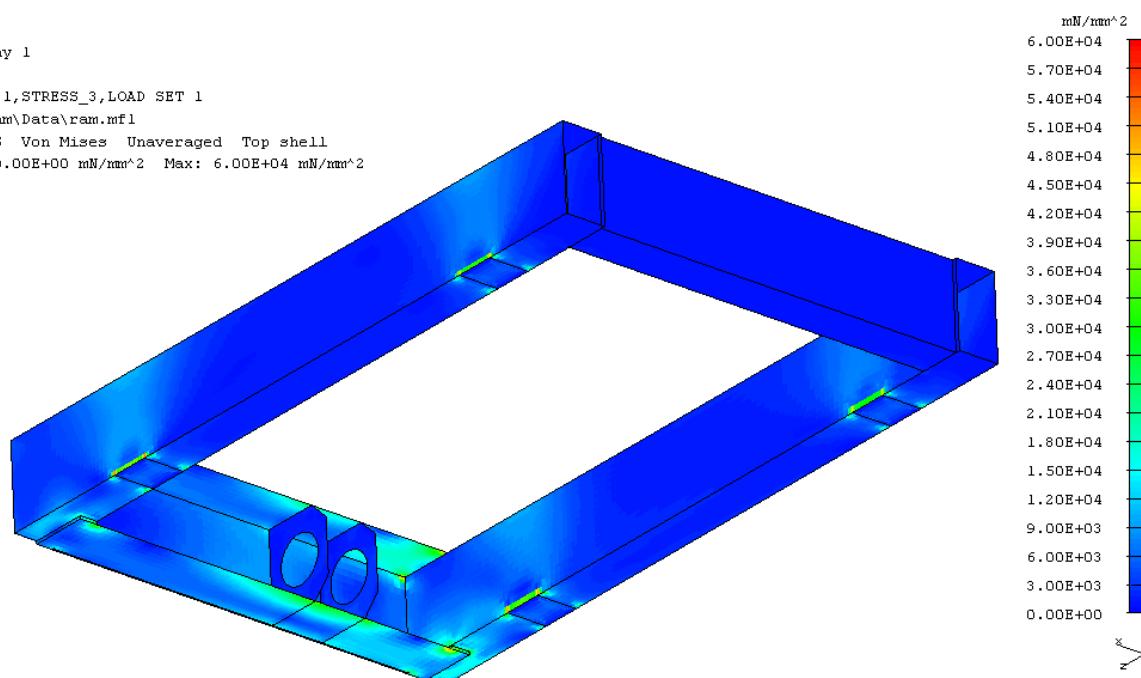


Obr. 55 Deformace - maximální deformace konstrukce 0,208mm.



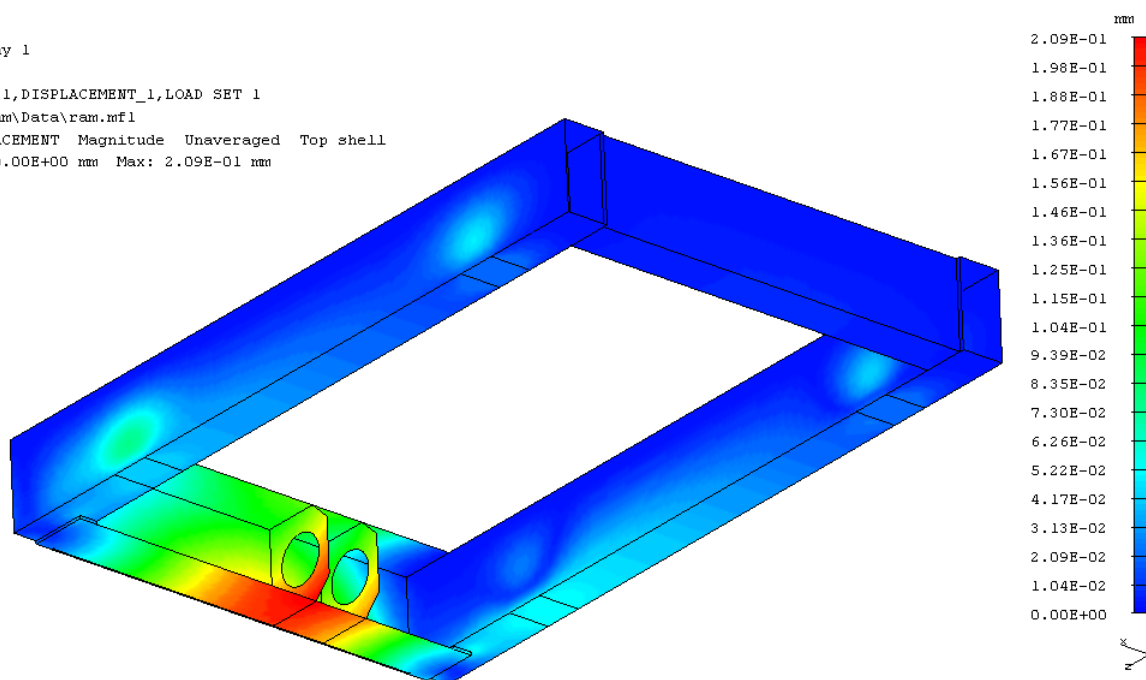
5.4.3 PRŮBĚH NAPĚTÍ A DEFORMACE RÁMU OD CELKOVÉHO ZATÍŽENÍ

Display 1
Fem1
B.C. 1, STRESS_3, LOAD SET 1
D:\Team\Data\ram.mfl
STRESS Von Mises Unaveraged Top shell
Min: 0.00E+00 mN/mm² Max: 6.00E+04 mN/mm²



Obr. 56 Napětí-HMH, pohled zespodu - maximální napětí v konstrukci 60MPa.

Display 1
Fem1
B.C. 1, DISPLACEMENT_1, LOAD SET 1
D:\Team\Data\ram.mfl
DISPLACEMENT Magnitude Unaveraged Top shell
Min: 0.00E+00 mm Max: 2.09E-01 mm



Obr. 57 Deformace, pohled zespodu - maximální deformace konstrukce 0,209mm.



5.5 VYHODNOCENÍ FEM ANALÝZY

Během FEM analýzy byly zjištěny hodnoty maximálního napětí v kritických místech konstrukce. Jedná se zejména o okolí kolem patek, ke kterým se připojují čepy excentrů, a dále o příčné plechy a místa jejich spojení s bočnicemi. V žádném místě konstrukce dosažené napětí nepřekročilo dovolenou hodnotu, která je udána mezi kluzu použitého materiálu. Maximální hodnota napětí dosahuje 60MPa, což je hluboko pod touto hranicí.

Dále byly zjištěny maximální deformace konstrukce. Největší deformace se projevila ve středu příčných plechů, ke kterým je uchycen pohon zdvihu. Hodnota maximálního vychýlení konstrukce je 0,209mm, což v žádném případě neovlivňuje funkčnost přesuvny.

5.6 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY RÁMU

Použitá konstrukce plně vyhovuje požadované minimální nosnosti přesuvny. Ve stávající podobě je možné rám zatížit břemenem o hmotnosti 27,3 tun, aniž by byla překročena dovolená hodnota napětí, tedy mez kluzu použitého materiálu. Při výše uvedené hodnotě maximální hmotnosti břemene již dojde k deformaci, případně destrukci, jiných částí přesuvny. Proto považuji navrženou konstrukci rámu, při použití stávajících komponent zdvihu a pojezdu, za plně dostačující, bez dalších konstrukčních úprav.

V případě použití rámu s jinými komponenty je možné zvýšit nosnost rámu pomocí nahrazení stávajících uzavřených obdélníkových profilů o síle stěny 6mm za profily se silnější stěnou. Výrobce dodává profily o maximální síle stěny až 12,5mm. Stejná úprava by následně platila i pro příčné plechy sloužící k uchycení pohonu zdvihu.

5.7 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY PRO ZVÝŠENÍ NOSNOSTI PŘESUVNY

Případné konstrukční úpravy pro zvýšení nosnosti přesuvny by zahrnovali zejména úpravy zdvihového ústrojí. Maximální nosnost přesuvny je ve stávajícím konstrukčním řešení dána použitou převodovkou zdvihu a maximálním průměrem navíjecí vačky. Bez konstrukčních úprav je maximální nosnost přesuvny 11 tun.

Nejjednodušším a ekonomicky nejvýhodnějším řešením zvýšení nosnosti by bylo snížení poloměru navíjecí vačky. Například snížením maximálního poloměru navíjecí vačky o 10mm by se nosnost přesuvny zvýšila o 2 tuny, tedy na hodnotu 13 tun. Nevýhodou tohoto řešení by však bylo snížení rychlosti zdvihu nákladu ze 7,37mm/s na 6,38mm/s. Pokud bychom se pomocí snižování poloměru navíjecí vačky chtěli přiblížit až k hranici únosnosti řetězu zdvihu, bylo by možné její poloměr snížit až na hodnotu 45,5mm. V tomto případě by nosnost přesuvny, se stávající převodovkou zdvihu, činila 19 tun a rychlost zdvihu by se snížila na 4,47mm/s. Napínací šrouby řetězu by nebylo nutné upravovat ani pro tuto zátěž. Ovšem tato nosnost by již vyžadovala konstrukční úpravu pojezdového ústrojí, jehož převodovka a řetězový převod umožňují přepravu břemena o hmotnosti 15 tun. Použitá pojezdová kola umožňují přepravu břemene o hmotnosti až 19 tun.



ZÁVĚR

Úkolem této práce bylo navrhnout přesuvnu pro přemisťování svazků plechů v železárnách, a to s rozvahou konstrukce elektromechanické a elektrohydraulické. Tato rozvaha tvoří úvod práce společně s popisem použitého konstrukčního řešení a přehledem použitých komponent od jednotlivých výrobců.

Konstrukce přesuvny byla volena s ohledem na jednoduchost a minimální údržbu. Dále s ohledem na pevnost a robustnost celé konstrukce plynoucí z požadavku zadané minimální nosnosti a jejího případného navýšení. Pro změnu celkové výšky přesuvny, která slouží k nakládání a vykládání břemene bylo zvoleno excentrické uložení pojezdových kol vzhledem k rámu přesuvny. Toto konstrukční řešení je jednoduché, elegantní a snadno seřiditelné pomocí napínacího zařízení řetězu zdvihu. Další možností bylo zvolení hydraulického obvodu, což by ale mělo za následek složitější konstrukci. Další část práce se zabývá funkčním výpočtem, který obsahuje zejména návrh a kontrolu pohonu pojezdu a zdvihu. Pro požadovanou rychlost pojezdu a vypočtený výkon byl zvolen elektromotor s plochou čelní převodovkou od společnosti Nord a to vzhledem k nízké hmotnosti, malým rozměrům a jednoduché montáži. Tento motor je vybaven elektromagneticky spínanou brzdou umístěnou na zadní části rotoru. Pro pohon zdvihového ústrojí byl použit elektromotor s čelní převodovkou od stejného výrobce. Následně byla provedena kontrola řetězů pojezdu a zdvihu na statickou i dynamickou bezpečnost a kontrola per a čepů přenášející hnací síly a momenty.

Součástí práce je i návrh kolejnicové dráhy, po které přesuvna pojíždí. Dráha je tvořena kolejnicemi uložených na individuálních deskových pražcích a pryžových podložkách zlepšujících provozní parametry trati. Konstrukce trati je opět volena s ohledem na jednoduchost a případné snadné přestavění.

Závěr práce tvoří pevnostní posouzení rámu pomocí metody konečných prvků (MKP) v programu NX I-deas, který je vhodný zejména pro analýzu skořepinových modelů. Výsledků bylo dosaženo pomocí statické metody. Na základě analýzy lze snadno posoudit namáhání rámu během provozu. Pevnostní kontrola potvrdila vhodnost použitého konstrukčního řešení rámu, které je voleno s ohledem na maximální jednoduchost. Napětí v žádném místě konstrukce nepřekročilo dovolené hodnoty a pro případné navýšení nosnosti by nevyžadovalo žádné konstrukční úpravy. Minimální nosnost přesuvny je tak dána použitou převodovkou zdvihu. Případné navýšení nosnosti bez velkých konstrukčních úprav by bylo možné provést pomocí výměny navíjecí vačky, která je poháněna výstupní hřídelí převodovky zdvihu a je na ni navíjen řetěz zdvihu. Konkrétně by se jednalo o použití navíjecí vačky o menším poloměru, což by umožnilo přepravu břemene o vyšší hmotnosti, ale současně mělo za následek snížení rychlosti zdvihu, což je ale přijatelná okolnost.

Příložená výkresová dokumentace obsahuje požadované výkresy stroje, celá přesuvna včetně kolejnicové dráhy byly také sestaveny ve 3D modeláři. Detailní pohledy jsou obsahem příloh této práce. Pro vyhotovení práce jsem použil níže uvedené zdroje a odborné rady od vedoucího mé práce.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

LITERATURA:

- [1] Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G. *Konstruování strojních součástí*. První vydání, Brno: VUT v Brně, 2010. 1168s. ISBN 978-80-210-2629-0.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav, ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. První vydání, Brno: VUT v Brně, 1988. 277s. ISBN 1524
- [3] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. První vydání, Úvaly: Albra, 2003. 865s. ISBN 80-86490-74-2.
- [4] SVOBODA, Pavel, BRANDEJS, Jan, PROKEŠ, František. *Výběry z norem: pro konstrukční cvičení*. Druhé vydání, Brno: CERM. 2007. 223s. ISBN 978-80-7204-534-1.
- [4] SVOBODA, Pavel, BRANDEJS, Jan, PROKEŠ, František. *Základy konstruování*. Brno: CERM. 2008 234s. ISBN 978-80-7204-584-6.

WEBOVÉ STRÁNKY:

- [5] NORD [online]. 2014 [cit. 2014-01-07]. Elektromotory a převodovky. Dostupné z WWW: <http://www.nord.com/cms/cz/hp_home_CZ.jsp>.
- [6] FERONA [online]. 2014 [cit. 2014-02-07]. Kolejnice. Dostupné z WWW: <<http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=40588>>.
- [7] RUUKKI [online]. 2014 [cit. 2014-03-11]. Nosné uzavřené profily. Dostupné z WWW: <<http://www.ruukki.cz/Produkty-a-reseni/Stavebni-reseni/Ocelove-ramove-konstrukce/Nosne-uzavrene-profilu/Konstrukcni-oceli-HS-S355J2H-a-S235JRH-obdelnikove>>.
- [8] SKF [online]. 2014 [cit. 2014-02-07]. Ložiska. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>>.
- [9] ČEVAS [online]. 2014 [cit. 2014-02-07]. Podložky kolejnic. Dostupné z WWW: <<http://www.cevas.cz/cz/nabidka/kolejove-drahy/system-gantrail/>>.
- [10] GANTREX [online]. 2014 [cit. 2014-02-07]. Podložky MK II. Dostupné z WWW: <<http://www.gantrex.com/wp-content/uploads/2011/01/Discontinuous-Rail-Support-%E2%80%93-MK-2.pdf>>.



- [11] *KARL GEORG* [online]. 2013 [cit. 2014-02-07]. Pojezdová kola. Dostupné z WWW: <<http://skskraner.dk/images/laufrad%20katalogengl.pdf>>.
- [12] *ITALY* [online]. 2014 [cit. 2014-03-12]. Řetězová kola. Dostupné z WWW: <<http://www.eshop-loziska.cz/pro-retez-12b-3/retezove-kolo-s-nabojem-3-4-x7-16-z19-triplex>>.
- [13] *KOVOS* [online]. 2014 [cit. 2014-03-12]. Válečkové řetězy. Dostupné z WWW: <<http://www.kovos-retezy.cz/retezy-valeckove-trirade.asp>>.
- [14] *ŘETĚZY-VAM* [online]. 2014 [cit. 2014-03-12]. Výpočet válečkových řetězů. Dostupné z WWW: <<http://retezy-vam.com/cs/pro-konstruktery/vypocet-valeckoveho-retezu.html>>.
- [15] *ERSCE* [online]. 2014 [cit. 2014-03-30]. Koncový spínač. Dostupné z WWW: <<http://www.emat.cz/spinace/koncove-spinace/ersce-e100-00-ii-koncovy-spinac>>.
- [16] *ZAM-SERVIS* [online]. 2014 [cit. 2014-03-30]. Nájezdový spínač. Dostupné z WWW: <http://www.zam-servis.cz/KATALOG_PD/CZ/LHPw-10_2-R-H_CZ_V00.pdf>.
- [17] *TME* [online]. 2014 [cit. 2014-03-30]. Kapacitní spínač. Dostupné z WWW: <http://www.tme.eu/cz/katalog/kapacitni-snimace_112565/>.
- [18] *VAHLE* [online]. 2014 [cit. 2014-03-30]. Navíjecí buben. Dostupné z WWW: <http://www.pozitronvahle.cz/uws/include/download.asp?file=/uws_files/katalogy/katalogy_cz/kat_9a_cz.pdf>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$D_{\check{r}}$	[mm]	Průměr roztečné kružnice velkého řetězového kola
D_{min}	[mm]	Minimální průměr pojezdových kol
D_p	[mm]	Průměr roztečné kružnice malého řetězového kola
$F_{\check{c}}$	[N]	Síla působící na čep
$F_{\check{R}}$	[N]	Síla v řetězu zdvihu
F_{Pt}	[N]	Síla při přetržení řetězu
F_T	[N]	Síla v táhle
F_d	[N]	Dovolené zatížení jednoho pojezdového kola
F_e	[N]	Ekvivalentní zatížení jednoho pojezdového kola
F_k	[-]	Koeficient výpočtu řetězu
F_{max}	[N]	Maximální síla působící na jedno kolo přesuvny
F_{sp}	[N]	Setrvačná síla posuvných hmot, působící na obvodě kola
F_t	[N]	Tažná síla na řetězovém kole
F_z	[N]	Zatěžovací síla
$G_{\check{r}}$	[N]	Odstředivá síla působící na řetěz
G_P	[kg]	Hmotnost přesuvny
G_Z	[kg]	Hmotnost nákladu
G_o	[kg]	Celková hmotnost přesuvny
J_o	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti elektromotoru
ΣK	[N]	Součet zatížení všech poháněných kol
M_2	[Nm]	Moment na výstupní hřídeli převodovky
M_2	[Nm]	Výstupní moment z převodovky pojezdu
M_3	[Nm]	Výstupní moment z převodovky zdvihu
M_b	[Nm]	Brzdný moment
M_n	[Nm]	Potřebný krouticí moment na navíjecí vačce
M_{roz}	[Nm]	Moment motoru potřebný k rozběhu
M_{sp}	[Nm]	Setrvačný moment posuvných hmot, redukováný na hřídel motoru
M_{sr}	[Nm]	Setrvačný moment rotujících hmot, redukováný na hřídel motoru
M_{st}	[Nm]	Moment pasivních odporů, redukováný na hřídel motoru
P_d	[kW]	Diagramový výkon
P_o	[W]	Výkon motoru pojezdu při ustálené rychlosti
$Q_{\check{r}}$	[kg]	Hmotnost 1 metru řetězu



S_1	[mm ²]	Plocha pera pojezdové hřídele namáhána na otláčení
S_2	[mm ²]	Plocha pera výstupní hřídele převodovky pojezdu namáhána na otláčení
S_3	[mm ²]	Plocha pera výstupní hřídele převodovky zdvihu namáhána na otláčení
$Y_{\text{ř}}$	[-]	Součinitel rázů
Z_{max}	[kg]	Maximální zátěž působící na pojezdová kola
Z_{min}	[kg]	Minimální zátěž působící na pojezdová kola
a_s	[mm]	Skutečná osová vzdálenost ozubených kol
b_1	[mm]	Šířka pera pojezdové hřídele
b_2	[mm]	Šířka pera výstupní hřídele převodovky pojezdu
b_3	[mm]	Šířka pera výstupní hřídele převodovky zdvihu
b_t	[mm]	Šířka stěny táhla
c_2	[-]	Koeficient rychlosti pojezdu
c_3	[-]	Koeficient využití přesuvny
d_1	[mm]	Průměr pojezdové hřídele pod řetězovým kolem
d_2	[mm]	Průměr výstupní hřídele převodovky pojezdu pod řetězovým kolem
d_3	[mm]	Průměr výstupní hřídele převodovky zdvihu pod řetězovým kolem
$d_{\text{č}}$	[mm]	Průměr čepu
$d_{\text{ř}}$	[mm]	Průměr roztečné kružnice řetězového kola
d_p	[mm]	Průměr roztečné kružnice pastorku
$f_{\text{č}}$	[-]	Součinitel čepového tření
f_h	[-]	Součinitel trvanlivosti
$f_{\text{ř}}$	[mm ²]	Plocha kloubu řetězu
f_n	[-]	Součinitel počtu otáček
i_c	[-]	Celkový mechanický převod
$k_{\text{ř}}$	[-]	Součinitel výkonu řetězu
l_1	[mm]	Délka pera pojezdové hřídele
l_2	[mm]	Délka pera výstupní hřídele převodovky pojezdu
l_3	[mm]	Délka pera výstupní hřídele převodovky zdvihu
$l_{\text{ř}2}$	[-]	Součinitel mazání řetězu
m_1	[-]	Počet nepoháněných kol
n_1	[min ⁻¹]	Otáčky hnacího kola – výstupní otáčky převodovky pojezdu
$n_{\text{ř}}$	[min ⁻¹]	Otáčky velkého řetězového kola
n_k	[min ⁻¹]	Počet otáček pojezdového kola za minutu



n_m	[min ⁻¹]	Otáčky elektromotoru
n_p	[min ⁻¹]	Otáčky výstupní hřídele převodovky pojezdu
$n_{přev}$	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky převodovky
n_v	[s ⁻¹]	Otáčky navíjecí vačky
$p_{\check{c}}$	[MPa]	Tlak působící na čep
$p_{ř}$	[mm]	Rozteč řetězu
p_D	[MPa]	Dovolené napětí v tlaku
p_i	[MPa]	Měrný tlak v kloubech řetězu při ideálních podmínkách
p_v	[MPa]	Měrný tlak v kloubech řetězu
p_{zul}	[MPa]	Dovolený tlak mezi kolem a kolejnici
r_1	[mm]	Poloměr zaoblení kolejnice
r_e	[mm]	Vzdálenost uchycení řetězu na excentru od osy rotace excentru
r_{min}	[mm]	Minimální poloměr navíjecí vačky
r_{vmax}	[m]	Maximální poloměr navíjecí vačky
r_{vmax}	[mm]	Maximální poloměr navíjecí vačky
s_{max}	[m]	Dráha, na které přesuvna zastaví bez použití brzdy
t_{11}	[mm]	Hloubka drážky v náboji pro pero pojezdové hřídele
t_{12}	[mm]	Hloubka drážky v náboji pro pero výstupní hřídele převodovky pojezdu
t_{13}	[mm]	Hloubka drážky v náboji pro pero výstupní hřídele převodovky zdvihu
t_b	[s]	Skutečná doba brzdění
t_{min}	[s]	Minimální doba rozběhu přesuvny
t_r	[s]	Doba rozběhu
t_{zb}	[s]	Doba zastavení bez použití brzdy
$v_{ř}$	[m.s ⁻¹]	Obvodová rychlost řetězu
v_{max}	[mm.s ⁻¹]	Maximální rychlost zdvihu nákladu
v_{min}	[mm.s ⁻¹]	Minimální rychlost zdvihu nákladu
v_s	[m.min ⁻¹]	Skutečná pojezdová rychlost přesuvny
z_1	[-]	Počet zubů hnacího kola
z_2	[-]	Počet zubů řetězového kola
β_{max}	[°]	Maximální natočení excentru
$\gamma_{dyn 1}$	[-]	Dynamická bezpečnost řetězu pojezdu
$\gamma_{dyn 2}$	[-]	Dynamická bezpečnost řetězu zdvihu
γ_p	[-]	Bezpečnost na dovolený tlak v kloubech řetězu



$\gamma_{stat 1}$	[-]	Statická bezpečnost řetězu pojezdu
$\gamma_{stat 2}$	[-]	Statická bezpečnost řetězu zdvihu
η_c	[%]	Účinnost mechanického převodu mezi koly a motorem
$\tau_{\check{c}}$	[MPa]	Smykové napětí v čepu
τ_D	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
$\omega_{\check{r}}$	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost velkého řetězového kola
ω_e	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost excentru
ω_{emax}	[rad.s ⁻¹]	Maximální úhlová rychlost excentru
ω_{emin}	[rad.s ⁻¹]	Minimální úhlová rychlost excentru
ω_p	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost malého řetězového kola
ω_v	[rad.s ⁻¹]	Úhlová rychlost navíjecí vačky
D	[mm]	Průměr pojezdových kol
F	[N]	Obecné označení síly
J	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti všech rotujících hmot systému
K	[mm]	Šířka hlavy kolejnice
L	[m]	Obecné označení vzdálenosti
P	[kW]	Přenášený výkon z převodovky na hnací hřídel
R	[mm]	Poloměr pojezdového kola
T	[N]	Tažná síla
T'	[N]	Jízdný odpor na poháněných kolech
X	[-]	Počet článků řetězu
Y	[hod]	Doba využívání přesuvny v hodinách
a	[mm]	Osová vzdálenost ozubených kol
b	[mm]	Účinná šířka kolejnice
e	[mm]	Součinitel valivého tření
f	[-]	Součinitel tření mezi koly a kolejnicí
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
i	[-]	Převod poměr mezi výstupní hřídelí převodovky a pojezdovými koly
k	[-]	Součinitel závislý na materiálu a druhu provozu
m	[-]	Celkový počet kol
p	[-]	Počet pojezdových kol
r	[mm]	Poloměr pojezdové hřídele pod pojezdovým kolem
v	[m.min ⁻¹]	Rychlost pojezdu přesuvny



z	[-]	Počet poháněných kol
α	[-]	Součinitel zahrnující zbylé rotující hmoty
ε	[s ⁻²]	Úhlové zrychlení hmot na hřídeli motoru
σ	[-]	Součinitel vzdálenosti ozubených kol
φ	[-]	Součinitel provedení řetězu
χ	[-]	Součinitel zahrnující zbylé odpory



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Napětí-HMH způsobené pouze tíhou břemene a vlastní hmotností rámu.

Příloha 2: Napětí-HMH způsobené pouze silou působící na navíjecí vačku.

Příloha 3: Napětí-HMH způsobené celkovým zatížením.

Příloha 4: Deformace způsobená celkovým zatížením.

Příloha 5: Celkový pohled na přesuvnu.

Příloha 6: Celkový pohled na kolejnicovou dráhu.

SEZNAM SAMOSTATNÝCH PŘÍLOH

Sestavný výkres přesuvny:

PŘESUVNA: 1-DP-00-00

Sestavný výkres kolejnicové dráhy:

KOLEJNICOVÁ DRÁHA: 1-DP-21-00

Výrobní výkres rámu přesuvny:

RÁM PŘESUVNY: 1-DP-01-00

Výrobní výkres excentru pojezdových kol:

EXCENTR: 1-DP-02-00

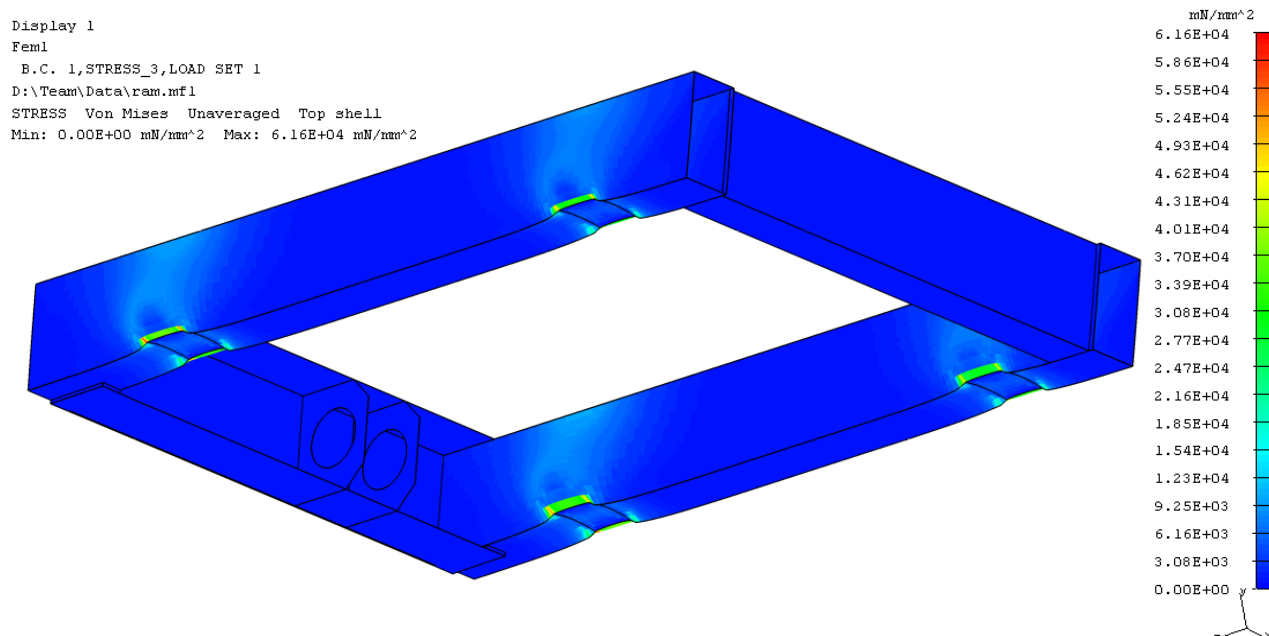
CD:

PŘESUVNA ELEKTROMECHANICKÁ

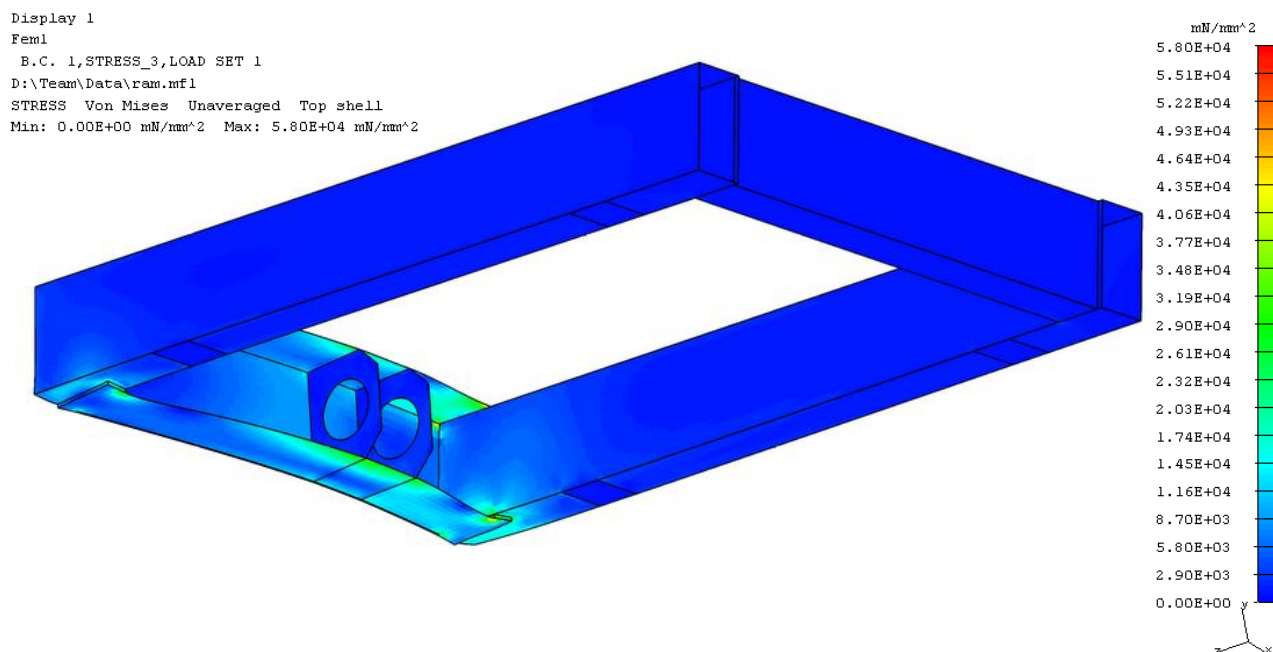


PŘÍLOHY

Příloha 1: Napětí-HMH způsobené pouze tíhou břemene a vlastní hmotností rámu. Pohled zespodu, deformační faktor 3. Maximální napětí v konstrukci 61,6MPa.

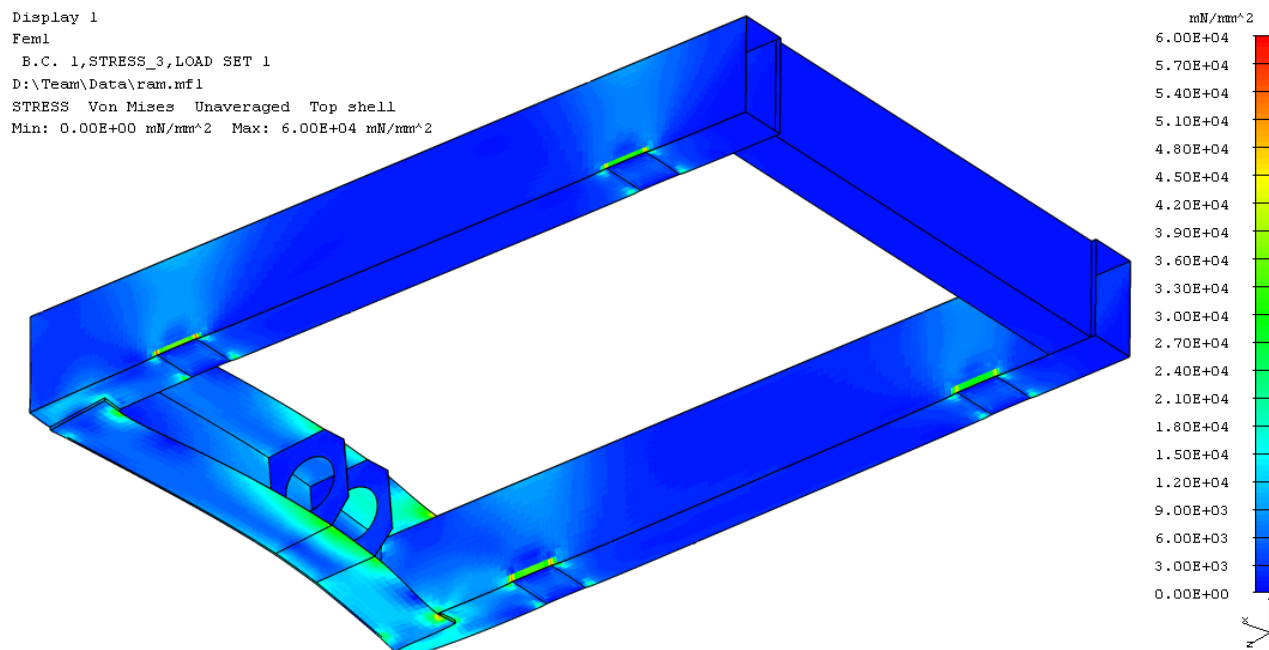


Příloha 2: Napětí-HMH způsobené pouze silou působící na navíjecí vačku. Pohled zespodu, deformační faktor 3. Maximální napětí v konstrukci 58MPa.

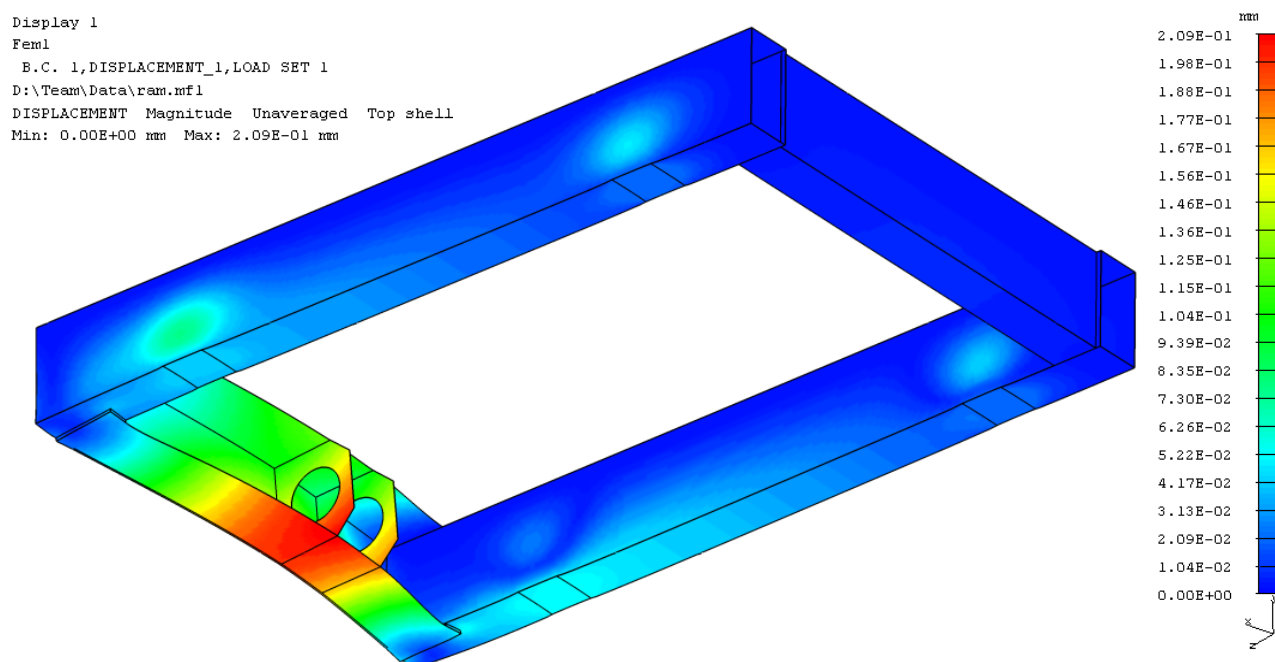




Příloha 3: Napětí-HMH způsobené celkovým zatížením. Pohled zespodu, deformační faktor 3.
Maximální napětí v konstrukci 60MPa.

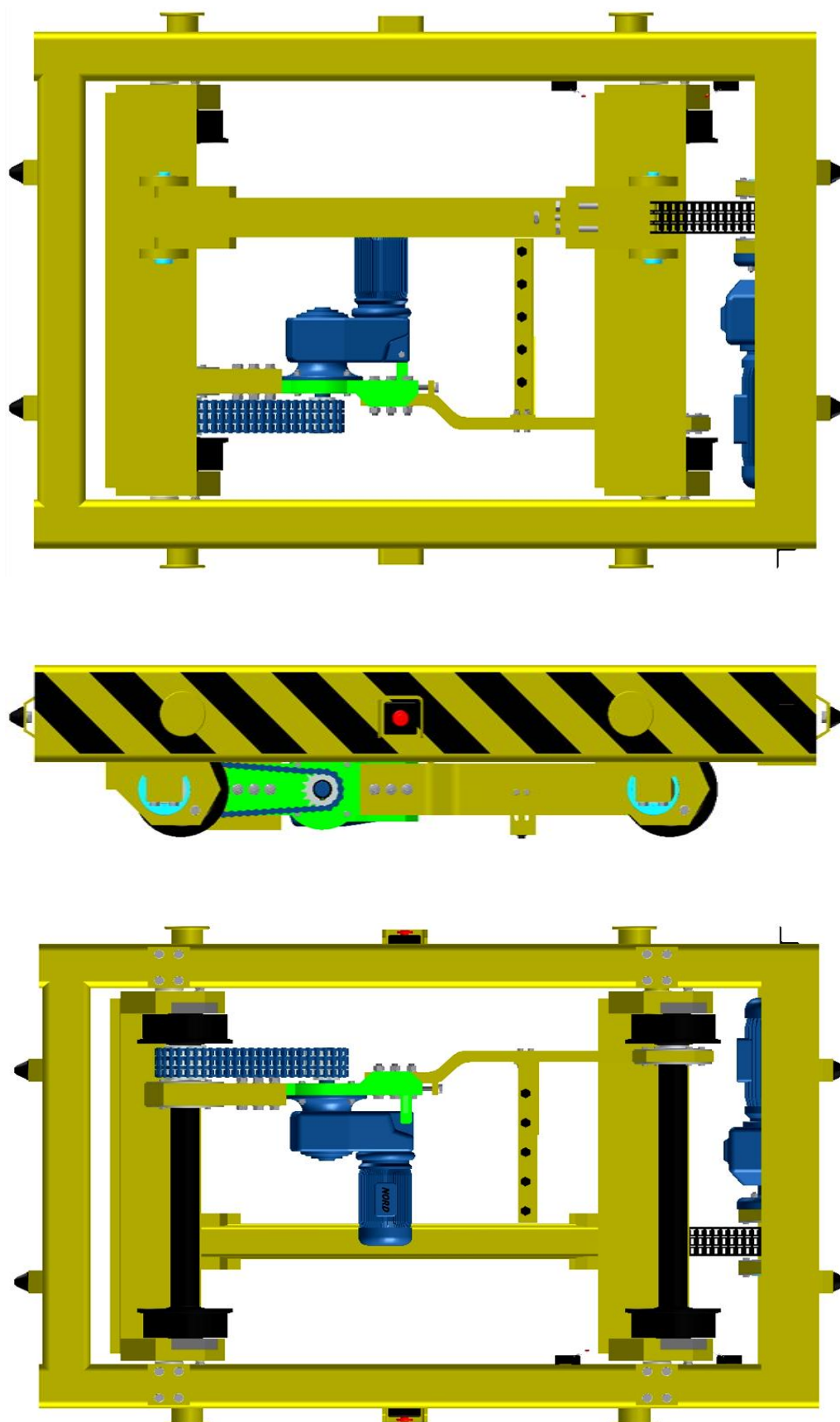


Příloha 4: Deformace způsobená celkovým zatížením. Pohled zespodu, deformační faktor 3.
Maximální deformace konstrukce 0,209mm.





Příloha 5: Celkový pohled na přesuvnu.





Příloha 6: Celkový pohled na kolejnicovou dráhu.

