

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2341 Strojírenství
Studijní zaměření: Konstrukce průmyslové techniky

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Určení rámu kolejového dopravního vozíčku

Autor: **Jiří JIRÁŇ**

Vedoucí práce: **Ing. Václav Kubec, PhD**

Akademický rok 2015/2016

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2015/2016

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Jiří JIRÁŇ
Osobní číslo: S12B0171K
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: Konstrukce průmyslové techniky
Název tématu: Určení rámu kolejového dopravního vozíčku
Zadávací katedra: Katedra konstruování strojů

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Zpracování na základě rešerše variantní návrh rámu kolejového dopravního vozíčku. Návrhy budou provedeny s ohledem na minimální hmotnost

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše, specifikace požadavků
2. Variantní konstrukční návrh
3. Výběr optimální varianty
4. Zhodnocení práce, závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Praha: Computer Press, 1999

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 2. Praha: Computer Press, 2000

DOSTÁL, J., HELLER, P. Kolejová vozidla I. Plzeň: Západočeská univerzita, 2010

POHL, R., NOVOTNÝ, C. Dopravní prostředky. Železniční vozidla I: uspořádání a stavba. Praha: ČVUT, 2002

POHL, R., NOVOTNÝ, C. Dopravní prostředky. Železniční vozidla II: uspořádání a stavba. Praha: ČVUT, 2003

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Václav Kubec, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Václav Kubec, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **21. září 2015**
Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2016**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




Doc. Ing. Václav Lašhva, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 21. září 2015

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce ing. Václavu Kubcovi, PhD. za účinnou metodickou a pedagogickou pomoc, odborné vedení, cenné rady a připomínky při tvorbě mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat ing. Vítězslavu Brodymu a firmě Siempelkamp Handling Systeme Bohemia s.r.o., Zahradní 362, Domažlice 34401, která mi umožnila pracovat na tomto projektu.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Jiráň	Jméno Jiří		
STUDIJNÍ OBOR	2341R001 „Konstrukce průmyslové techniky“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kubec, PhD.	Jméno Václav		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ		Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Určení rámu kolejového dopravního vozíčku			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	125	TEXTOVÁ ČÁST	118	GRAFICKÁ ČÁST	0
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	---

<p>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce obsahuje návrh konstrukčního řešení kolejového vozíčku pro zadaná zatížení. Dále obsahuje kontrolu tuhosti rámu nejpoužívanější varianty vozíčku v CAD programu AUTODESK Inventor. V této práci je proveden analytický výpočet jednotlivých průměrů náprav pro všechna zadaná zatížení.</p>
<p>KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>kolejový vozíček, rámová konstrukce, náprava, podvozek, CAD, počítačová analýza</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Jiráň	Name Jiří	
FIELD OF STUDY	2341R001 “ Design of Manufacturing Machines“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Kubec, PhD.	Name Václav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of the frame of the rail transport carriage		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2016
----------------	---------------------------	-------------------	-------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	125	TEXT PART	118	GRAPHICAL PART	0
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This bachelor's work contains the design of the the rail transport carriage framework for the assigned weights. The next part of this bachelor's work is the control of the frame solidity for the most using option with the CAD programm AUTODESK Inventor application. This work contains the analytical calculation of the averages of the axles for all assigned weights too.</p>
KEY WORDS	<p>rail transport carriage, framework, axle, chassis, CAD, computerized analysis</p>

Obsah

1.	Úvod.....	3
1.1.	Zpřesnění a doplnění zadání	3
1.1.1.	Vstupní parametry zatížení a rozměry přepravovaného nákladu	4
1.2.	Představení firmy Siempelkamp Handling Systeme Bohemia s.r.o.....	4
2.	Rešerše stávajícího konstrukčního řešení.....	8
2.1.	Popis konstrukce	8
2.1.1.	Všeobecná charakteristika.....	8
2.1.2.	Hnací soustrojí a nápravy	9
2.1.3.	Charakteristika dvojkolí	11
2.2.	Konstrukční varianty	11
2.2.1.	Konstrukční řešení varianta „A“	12
2.2.2.	Konstrukční řešení varianta „B“	12
2.2.3.	Konstrukční řešení varianta „C“	13
3.	Konstrukce rámu kolejového vozíčku.....	14
3.1.	Požadavky na konstrukci rámu	14
3.2.	Konstrukční zatížení podvozku.....	14
3.2.1.	Vnější (externí) zatížení podvozku	15
3.2.2.	Vnitřní (interní) zatížení podvozku	16
3.3.	Výpočet napětí a deformací profilu rámu kolejového vozíčku	18
3.3.1.	Tvorba výpočtového modelu pro analýzu	18
3.3.2.	Zatížení rámu.....	19
3.3.3.	Výsledky analýz modelu zatížené spojitou silou působící na plochu rámu	20
3.3.4.	Výsledky analýz modelu zatíženého silami v místě válečků dopravníku.....	21
4.	Konstrukce a návrh nápravy.....	23
4.1.	Síly a momenty, které působí na nápravu	23
4.1.1.	Vliv vypružených hodnot	23
4.1.2.	Vliv účinku brzdění	23
4.1.3.	Vliv průjezdu obloukem.....	24
4.1.4.	Vliv průjezdu po nerovné koleji	24
5.	Určení rozměrů nápravy	26
5.1.	Výpočtový model pro určení průměru nepoháněné a poháněné nápravy u konstrukční varianty „A“	26
5.1.1.	Průběh posouvající síly a ohybového momentu u konstrukční varianty „A“	27
5.2.	Výpočtový model pro určení průměru poháněné a nepoháněné nápravy u konstrukční varianty „B“	28
5.2.1.	Průběh posouvající síly a ohybového momentu u konstrukční varianty „B“	29

5.3. Výpočtový model pro určení průměru poháněné nápravy u konstrukční varianty „C“	29
5.3.1. Průběh posouvající síly a ohybového momentu u konstrukční varianty „C“	30
6. Návrh a výpočet základní trvanlivosti ložisek	32
6.1. Výpočet základní trvanlivosti ložisek	32
7. Zhodnocení konstrukčních řešení	33
7.1. Zhodnocení konstrukčního řešení varianty „A“	33
7.2. Zhodnocení konstrukčního řešení varianty „B“	33
7.3. Volba mezi konstrukčním řešením varianty „A“ nebo „B“	34
7.4. Konstrukční řešení varianty „C“	35
7.5. Volba mezi konstrukčním řešením varianty „B“ nebo „C“	35
7.6. Výsledné hodnoty průměrů náprav	37
8. Závěr	38
Seznam použité literatury	39
Internetové zdroje	39
Použité programy	41
Seznam obrázků	42
Seznam tabulek	43
PŘÍLOHA č. 1	44
PŘÍLOHA č. 2	61
PŘÍLOHA č. 3	95
PŘÍLOHA č. 4	111

1. Úvod

Problematika přepravy a manipulace s materiálem se vyskytuje při jakékoliv výrobě a lze ji charakterizovat mnoha údaji. Například z celkového počtu pracovníků jich připadá plných 40 až 45 % na manipulaci s materiálem, a to je přibližně 20 % z celkových nákladů na zpracování. Z časového hlediska připadá na manipulaci s materiálem 20 až 90 % z celkového průběžného času. Na výrobu 1 tuny hotových výrobků připadá 100 až 185 tun přepravovaného materiálu. Proto se na manipulaci s materiálem klade tak velký důraz. Zlepšením přepravy se výrazně zkrátí mezioperační časy, usnadní se manipulace s materiálem, odstraní se fyzicky náročná manipulace s těžkými břemeny a tím se také zvýší bezpečnost práce na pracovišti. Modernizace a racionalizace manipulace přináší i ekonomické výhody. Zvýší se rychlost a objem výroby, produktivita práce a zmenší se potřeba skladových ploch [1].

Na základě požadavků zadavatele této práce, firmy Siempelkamp Handling Systeme Bohemia s.r.o., která se zabývá výrobou kolejových vozíčků pro přepravu materiálu, bude zpracována bakalářská práce týkající se návrhu konstrukčního řešení náprav podle stanoveného zatížení rámu kolejového dopravního vozíčku. Tento vozíček bude sloužit pro manipulaci s materiálem v dřevozpracujícím závodě na výrobu dřevotřískových desek.

1.1. Zpřesnění a doplnění zadání

Cílem této bakalářské práce je na základě vstupních parametrů od zadavatele navrhnout a spočítat průměry náprav a způsob jejich uložení v rámu kolejového vozíčku v závislosti na velikosti a hmotnosti přepravovaného materiálu.

V první části bude provedena rešerše stávajících konstrukčních řešení.

Dále v programu AUTODESK Inventor bude proveden výpočet pevnosti rámu pomocí počítačové analýzy založené na metodě konečných prvků nejpoužívanějšího kolejového vozíčku pro zatížení 6000 kg s maximální rychlostí pohybu do 40 m/min. Z hodnot zjištěných počítačovou analýzou bude stanovena a posouzena tuhost rámu, jaký vliv to bude mít na zatížení nápravy s ohledem na pevnost v ohybu, krutu a stříhu.

Poté analytickým výpočtem budou navrženy průměry náprav a také bude zkontrolována životnost navržených ložiskových skříní, ve kterých je náprava uložena.

Dále bude určeno, pro která zatížení a rozměry vozíčku je výhodné řešit uložení nápravy ve dvou ložiscích na jednu nápravu a od které hmotnosti a rozměru je potřeba nápravu uložit do čtyř ložisek.

Výstupem z této bakalářské práce bude tabulka hodnot, ve které si výrobce vozíčků najde pro požadovanou hmotnost přepravovaného materiálu a stanovené rozvory kolejí navržený průměr nápravy a nejvhodnější konstrukční řešení kolejového vozíčku.

Požadavky na kolejový vozíček od zadavatele této práce:

- celková tuhost rámové konstrukce,
- dostatečná nosnost,
- jednoduchost konstrukce,
- ložiskové skříně pro uložení nápravy používat od firmy INA,
- provoz vozíčku bude ve vnitropodnikové přepravě,
- pohon vozíčku je realizován elektromotory od firmy SEW Eurodrive,
- kolejová dráha nebude mít stoupání ani klesání,
- kolejová dráha bude bez zatáček a
- základní trvanlivost ložisek 10000 – 20000 hodin.

1.1.1. Vstupní parametry zatížení a rozměry přepravovaného nákladu

Vstupní parametry jsem získal od firmy Siempelkamp Handling Systeme Bohemia s.r.o., které jsou uvedeny v Tab. 1 a Tab. 2.

Tab. 1 Hodnoty zatížení

Hodnoty zatížení		
Hmotnost balíku	Vlastní hmotnost vozičku	Celková hmotnost
1000 kg	3000 kg	4000 kg
6000 kg	5000 kg	11000 kg
10000 kg	6000 kg	16000 kg
16000 kg	8000 kg	24000 kg
25000 kg	11000 kg	36000 kg
40000 kg	15000 kg	55000 kg

Tab. 2 Rozchody kol

Rozchod kol v závislosti na rozměru balíku			
Délka balíku	Rozchod kol	Šířka balíku	Rozchod kol
2500 mm	1800 mm	1900 mm	1410 mm
3000 mm	2120 mm	2250 mm	1630 mm
3800 mm	2630 mm	2550 mm	1830 mm
4500 mm	3080 mm	2700 mm	1920 mm
5100 mm	3470 mm	2900 mm	2050 mm
5700 mm	3860 mm	3200 mm	2250 mm
6300 mm	4250 mm		
6800 mm	4570 mm		
7600 mm	5080 mm		

1.2. Představení firmy Siempelkamp Handling Systeme Bohemia s.r.o.

Siempelkamp Handling Systeme Bohemia s.r.o. je dceřinou společností koncernu Siempelkamp se sídlem v Německém Krefeldu, který působí více jak 125 let na podnikatelském trhu. Skupina Siempelkamp s.r. o. je vedoucí společností koncernového spolku, který zahrnuje tři obchodní oblasti – výrobu strojů a zařízení, technologii odlitků stejně také strojírenství a služby [8].



Obr. 1 Závod Siempelkamp v Krefeldu [9]

Výroba strojů a zařízení je zaměřena na návrh a dodávání výrobních linek a kompletních zařízení pro dřevozpracující průmysl. Tato firma se specializuje na dřevotřískové desky, OSB a MDF desky a pro tyto výrobky montuje celé výrobní linky. Přímou na staveništích jsou celá zařízení pod dozorem inženýrů firmy Siempelkamp montována a jsou následně uváděna do provozu. Odborníci z firmy zabezpečí vše od návrhu, dopravy komponentů, instalace zařízení, uvedení do provozu, dále také výrobu a sušení dřevotřískové hmoty pro výrobu dřevovláknitých desek. Tato firma vyrábí a dodává celé výrobní linky na lisování dřevní hmoty, formátování desek, dále jejich měření, broušení, balení a v neposlední řadě je to doprava k zákazníkovi.



Obr. 2 Formovací linka [10]



Obr. 3 Linka ContiRoll [11]

Pro tento dřevozpracující průmysl firma Siempelkamp Handling Systeme Bohemia s.r.o. (dále jen „Siempelkamp“) vyrábí kolejové vozíčky. Vozíčky slouží pro přepravu materiálu mezi jednotlivými operacemi a převážejí se jimi desky pro skladování ve skladových prostorech nebo se připravují na přepravu k zákazníkovi. Rozměry balíků jsou od 1900 mm do 7600 mm šířky a do výšky až 5 m. Hmotnosti balíků dosahují od několika set kilogramů až do 40 tun [8].



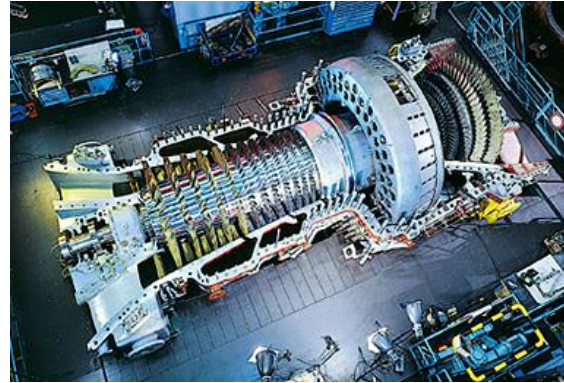
Obr. 4 Přepravní vozíčky firmy Siempelkamp [12]

Dále také firma Siempelkamp staví a dodává velké hydraulické lisy pro tváření kovů za tepla i studena. Oblast použití vyráběných hydraulických lisů je široká například v leteckém průmyslu se používají pro výrobu oběžných kol a lopatek turbín leteckých motorů (Obr. 5)

a pro další kované díly letadel. Pro energetický průmysl jsou vyráběny kovací lisy, které se používají pro výrobu turbínových kol (Obr. 6) až do průměru 2200 mm [8].

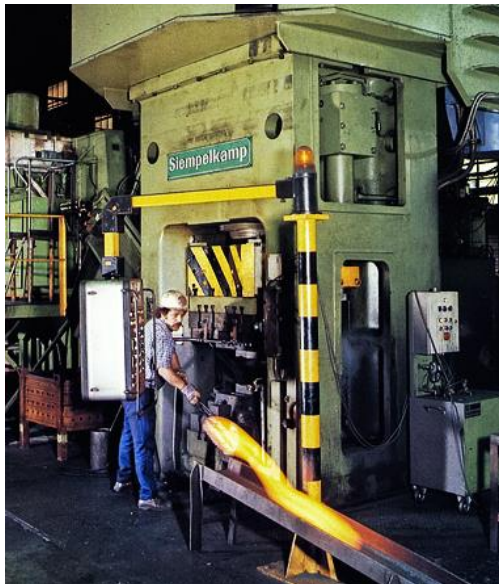


Obr. 5 Turbína leteckého motoru [13]



Obr. 6 Turbína v elektrárenském průmyslu [13]

Pro automobilní průmysl firma Siempelkamp vyrábí lisy, které se používají pro lisování hliníkových ráfků, dále se kovací lisy používají pro výrobu klikových hřídelí a také pro tváření nosníků nákladních automobilů.



Obr. 7 Vřetenový lis [14]



Obr. 8 Lis pro volné kování [15]

Pro ropný a plynárenského průmyslu vyrábí lisy na potrubí velkých průměrů.



Obr. 9 Ohraňovací lis [16]



Obr. 10 Lis na potrubí [17]

Výroba a konstrukce lisů pro gumárenský průmysl je důležitá kompetence společnosti Siempelkamp. První lis pro výrobu dopravníkových pásů přinesli na trh před 100 lety. A o dvacet let později, byl úspěšně uveden do provozu první velký vulkanizační lis uzavřené rámové konstrukce. A dnes lisy a zařízení pro gumárenský průmysl poskytují nesporné výhody jako je trvanlivost, rychlost, vysoký stupeň provozní spolehlivosti a účinnosti [8].



Obr. 11 Lis na výrobu dopravníkových pásů [19]



Obr. 12 Lis na výrobu dopravníkových pásů [18]

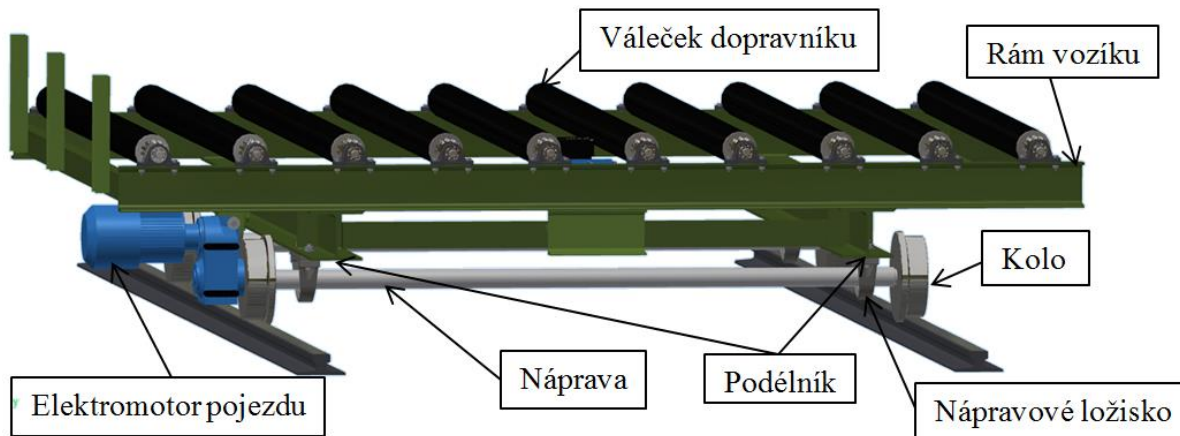
Slévárna Siempelkamp je jednou z největších světových sléváren se zaměřením na manuálně formované odlitky. Touto slévárnou dokáží vytvořit velké odlitky z litiny s kuličkovým grafitem, které váží až 320 tun.

Tato slévárna odlévá komponenty pro velké hydraulické lisy, konstrukční prvky pro větrné elektrárny, bloky lodních motorů nebo komponenty pro stroje na vstřikování plastů.

Siempelkamp v oblasti strojírenství a služeb také dodává výrobky a poskytuje rozsáhlé služby pro jaderné elektrárny. Je specialistou na odlévání obalů pro vyhořelé jaderné palivo a také na odlévání bezpečnostních prvků jaderných reaktorů. Pro bezpečnou manipulaci s vyhořelým palivem vyrábí mostové a portálové jeřáby [8]

2. Rešerše stávajícího konstrukčního řešení

2.1. Popis konstrukce



Obr. 13 Popis konstrukce kolejového vozíčku

2.1.1. Všeobecná charakteristika

Kolejové vozíčky vyráběné firmou Siempelkamp, jsou určeny pro vnitro podnikovou přepravu dřevotřískových desek mezi jednotlivými obráběcími operacemi. K těmto operacím patří např. formátování na požadovaný rozměr, dělení desek pro další opracování, provádění povrchové úpravy nebo svazování do balíků a příprava na přepravu k odběrateli.

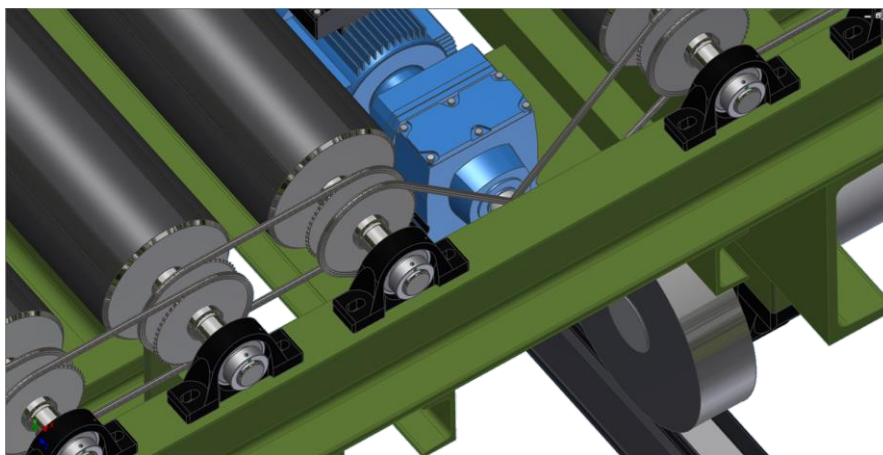
Dřevotřískové desky se přepravují jednotlivě nebo v celých balících, a to od 1000 kg až do 40000 kg hmotnosti nákladu. Břemena s takto velkou hmotností mají i značnou výšku až 5 m, proto má vozíček konstrukční řešení s horní kolejnicí, kterou je zabezpečeno vedení. Tato kolejnice brání proti převrácení a vykolejení vozíčku. Přepravovaný materiál je přepravován volně položený na válečkovém dopravníku, který tvoří jeho ložnou plochu. S ohledem na přepravní rychlost, která je maximálně 40 m/min a také k rychlosti nakládání břemene, která je maximálně 12 m/min, není potřeba zabezpečení materiálu proti nechtěnému pohybu. Uvolnění materiálu ve směru jízdy při přepravě brání pozvolný rozjezd a pozvolné brždění vozíčku řízené pohonem elektromotoru. Ložná plocha vozíčku je tvořena válečkovým dopravníkem, kterým se přepravovaný materiál nasouvá z výrobní linky na vozíček (viz. Obr. 14).



Obr. 14 Ložná plocha kolejového vozíčku

V příčném směru při nakládání brání uvolnění materiálu pohon válečkového dopravníku svým pozvolným rozjezdem a bržděním a také povrchová úprava válců. Jednotlivé válečky dopravníku jsou poháněny, ale také i bržděny elektromotorem s přenosem síly pomocí řetězového převodu (viz. Obr. 15). Pro boční zajištění nákladu na vozíčku se používá bočnice rámové konstrukce vyrobená z „U“ profilu. Této bočnice se přepravovaný materiál nedotkne, protože zastavení balíků dřevotřískových desek je zabezpečeno laserovými senzory s postupným zpomalováním až do úplného zastavení, které zajistí požadovanou polohu.

Podle velikosti a počtu přepravovaných desek je také různé zatížení, pro které jsou navrhovány velikosti a konstrukce jednotlivých vozíčků. Vozíček má rámovou konstrukci, která je spojena svary a v některých případech vzhledem k jeho velikosti a potřebě přepravy vozíčku na požadované místo je konstrukce dělená a spojena rozebíratelnými šroubovými spoji.



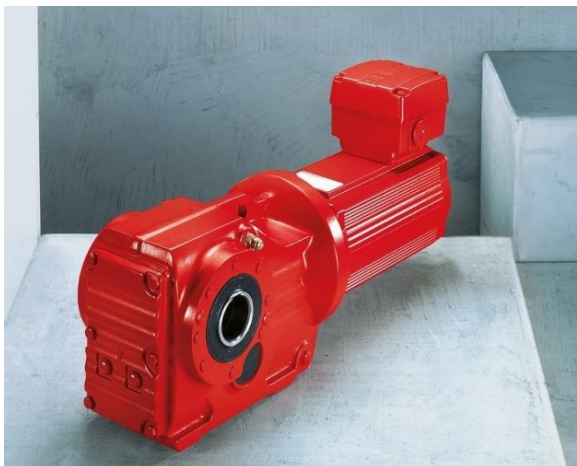
Obr. 15 Řetězový převod ložné plochy válečkového dopravníku

Rám je uzavřený, obdélníkový, složený z podélných nosníků, na kterých je přivařen obdélníkový rám ložné plochy. Nosníky rámu jsou zhotoveny z „U“, „I“, a „L“ – profilů, z válcované oceli z materiálu ČSN 11375. Výška vozíčku je ve stejné výšce jako výška válečkového dopravníku výrobní linky a obsluha pro naložení nákladu nemusí vynaložit žádnou námahu. Tímto se hlavně předchází pracovním úrazům a snižuje se počet pracovníků potřebných k obsluze výrobní linky. [2].

2.1.2. Hnací soustrojí a nápravy

Kolejový vozíček má dvounápravovou konstrukci, kde mezi rámem a nápravou není žádný podvozek a náprava je připevněna přímo na rám. Náprava má plný průřez a v celé délce jeden průměr, který se odstupňuje pro vstup do převodovky elektromotoru. Náprava je podle zatížení vozíčku uložena na hlavní rám ve dvou nebo čtyřech ložiskových skříních.

Tyto ložiskové náboje firma Siempelkamp, odeberá od výrobce ložisek firmy INA. Jedno dvojkolí je poháněné elektromotorem a přenos krouticího momentu z elektromotoru na nápravu je řešeno spojením pera a drážky. Montované elektromotory jsou dodávány od firmy SEW Eurodrive. Součástí elektromotoru je převodovka, která převádí rotační pohyb z podélného směru na kolmý směr a zabezpečuje plynulý rozjezd a pozvolné brždění. Elektromotory mají výkony od 2 kW až do 15 kW při otáčkách od 51 do 69 ot/min v závislosti na hmotnosti nákladu a požadované rychlosti vozíčku (viz. Obr. 16 a Obr. 17).

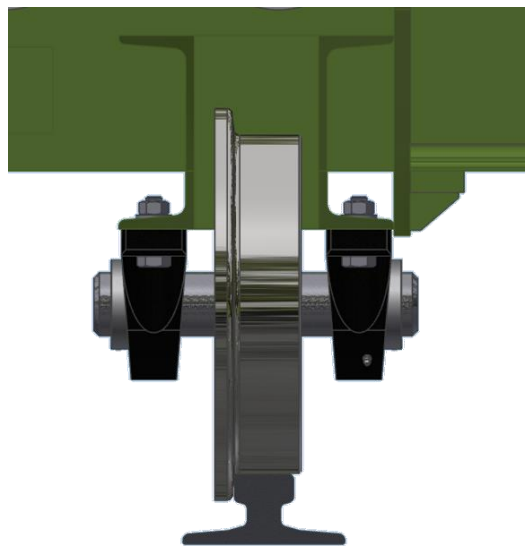


Obr. 16 Kuželočelní převodové motory řady K [21]

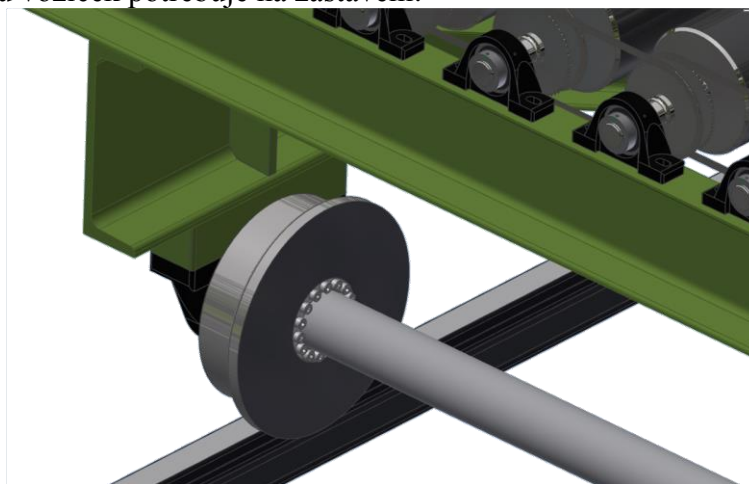


Obr. 17 Plochý - čelní převodový motor [23]

Druhé dvojkolí je nepoháněné a v případě uložení nápravy ve dvou ložiscích prochází pod celým vozíčkem. V případě konstrukční varianty „B“ a „C“ je náprava uložena ve čtyřech ložiskových skříních a nepoháněná náprava je dělená a upevňuje jen samotné kolo. Upevnění nepoháněné nápravy u konstrukčního řešení „B“ (viz. Obr. 18). Uložení náprav vzhledem ke konstrukčnímu řešení a způsobu zatížení není potřeba zabezpečit odpružením. Železniční svršek je v rovině s tolerancí rovinnosti 1 mm na 50 m, bez stoupání a klesání, na trase také nejsou žádné zatáčky. Dále konstrukční řešení nepočítá s axiálním zatížením vozíčku při provozu a ani při najíždění břemena na vozíček. Proto není třeba provádět zvláštní axiální zajištění nápravy v uložení ložisek a ani uložení kol. Samotná kola jsou při montáži upevňovaná na nápravu pomocí svěrného upínacího pouzdra (viz. Obr. 19) a poloha je nastavena rozpěrnými kroužky mezi kolem a ložiskovou skříní. Brždění vozíčku je řešeno elektromotorem. Pro bezpečnost osob, které se pohybují v manipulačním prostoru vozíčku, je použita laserová zábrana, která po jejím překročení zaměstnancem okamžitě zastaví vozíček. Laserová zábrana je v takové vzdálenosti od kolejiště, aby při jejím překonání osoba normální chůzí nepřekonal vzdálenost, kterou vozíček potřebuje na zastavení.



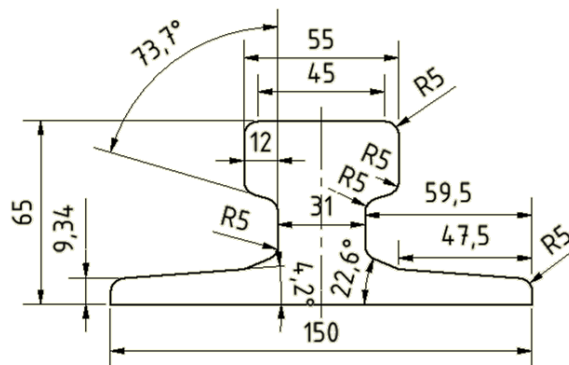
Obr. 18 Upevnění nepoháněné nápravy



Obr. 19 Upevnění kola svěrným upínacím kroužkem

Dvojkolí je samostatný konstrukční a funkční celek a je tvořen nápravou a dvěma koly.

Kolo je celistvé s vnitřním nábojem. Pro přenos zatížení z nápravy na kolo poháněné elektromotorem se používá spoje pera a drážky nebo svěrného pouzdra. Průměr kola je stanoven podle rychlosti pohybu vozíčku. Pro konstrukční rychlost 40 m/min která je nejčastěji používaná, je průměr kola 250 mm. Pro konstrukční rychlost 90 m/min je průměr kola 315 mm [5].

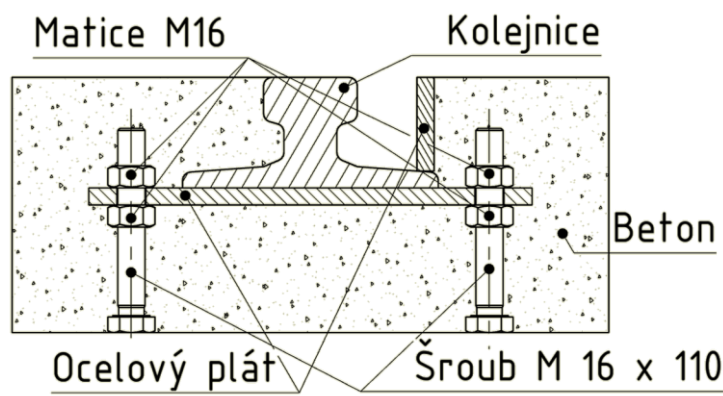


Obr. 20 Rozměry koleje

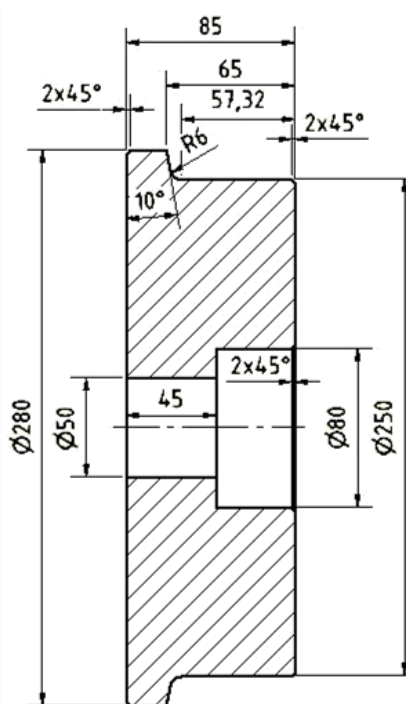
2.1.3. Charakteristika dvojkolí

Hlavním parametrem dvojkolí je rozchod koleje a s ním je svázána vzdálenost styčných kružnic. Rozkolí je vzdálenost vnitřních čel věnců celistvých kol.

Kolejnice je uložena na ocelovou desku, na které je výška nastavena stavěcími šrouby, a vše je zalito betonovou směsí. Kolo má jízdní profil válcového tvaru a i kolej má rovnou plochu na temeni kolejnice jak je vidět na Obr. 21.



Obr. 21 Průřez uložením koleje



Obr. 22 Kolo vozíčku

2.2. Konstrukční varianty

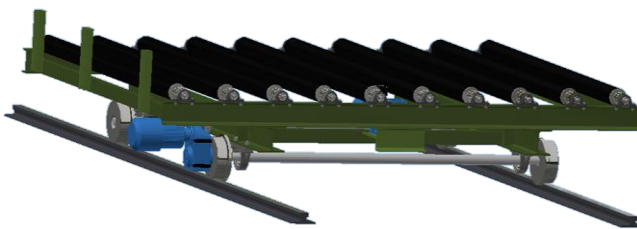
Vycházím ze tří konstrukčních variant, které se vyrábí a používají ve firmě Simpelkamp. Budu vybírat nejvhodnější variantu pro dané zatížení, rozměry přepravovaného nákladu a rozchod kol. Další vybavení vozíčku jako jsou elektromotory, nebo ložiskové skříně jsou průmyslově vyráběné a odebírají se od stálých dodavatelů. Cílem této práce je vytvořit metodiku návrhu a vytvoření jednotlivých řad vozíčku dle konstrukčního řešení a maximální hmotnosti nákladu a porovnat je s již používanými vozíčky a zhodnotit, jestli došlo ke zlepšení nebo zjednodušení konstrukce.

Důležitým rozměrem všech vozíčku je celková délka, šířka a dále také rozchod kol. Dalším důležitým údajem je konstrukční rychlost jízdy a maximální hmotnost nákladu. Pro tři konstrukční varianty zadané výrobcem jsou rozměry stanoveny v Tab. 3.

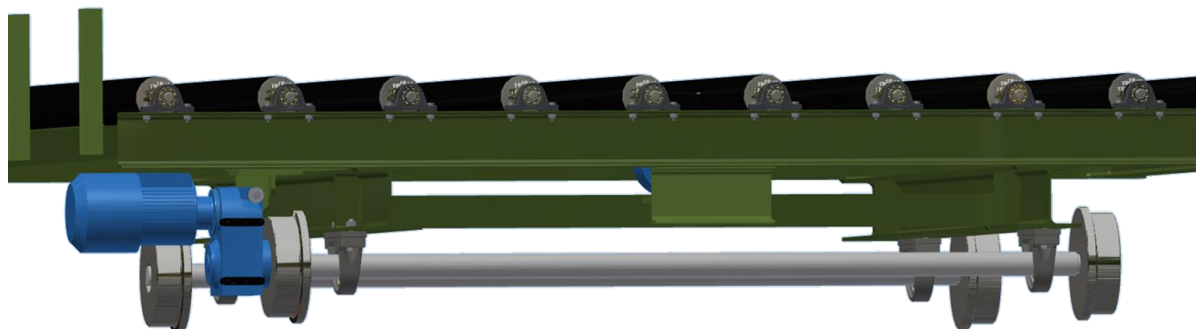
Pro zabezpečení plynulého nasunutí nákladu z výrobní linky na vozíček je výška všech tří variant vozíčku 600 mm nad temeno kolejnice a je stejná pro všechny varianty.

2.2.1. Konstrukční řešení varianta „A“

Varianta „A“ má jednoduchou rámovou konstrukci, na které je upevněna ložná plocha tvořená válečkovým dopravníkem. Rámová konstrukce je upevněna na dva „I“ profily, ke kterým je připevněna poháněná i nepoháněná náprava uložená ve dvou ložiskových skříních umístěných na stranách vozičku. (viz. Obr. 23 a Obr. 24)



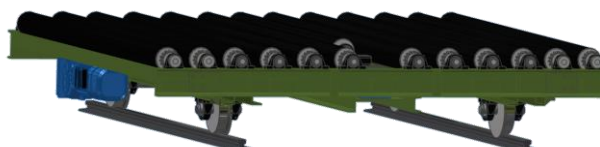
Obr. 23 Konstrukční varianta „A“



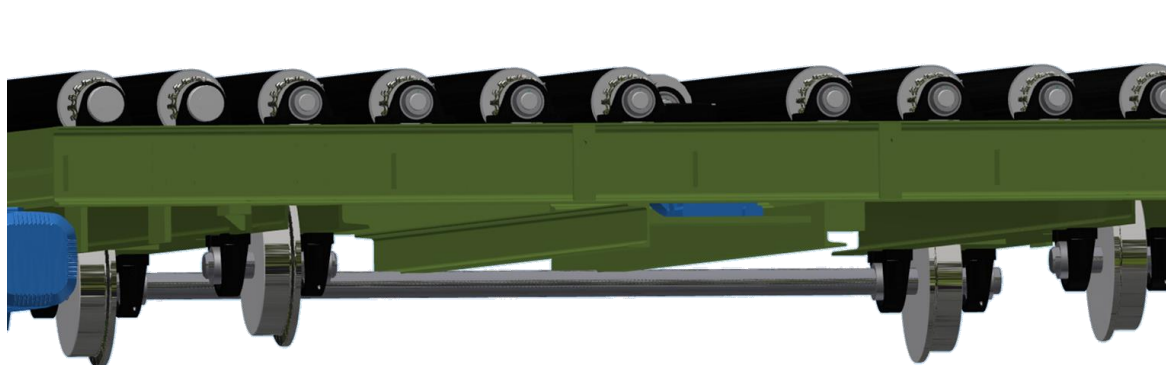
Obr. 24 Uložení nápravy u konstrukční varianty „A“

2.2.2. Konstrukční řešení varianta „B“

Varianta „B“ má uloženou nápravu do čtyř ložiskových skříní - dvě na každé straně vozičku. Konstrukce rámu je upevněna na čtyřech podélnících z „U“ profilu, na kterých je upevněna poháněná i nepoháněná náprava. Rámová konstrukce a válečkový dopravník, který tvoří ložnou plochu, je stejný jako u varianty „A“. (viz. Obr. 25 a Obr. 26).



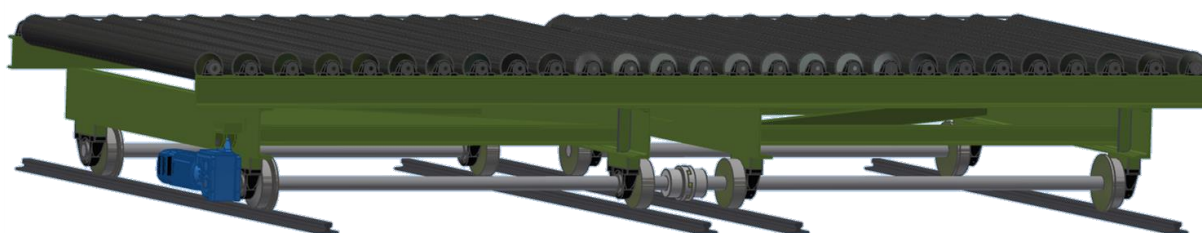
Obr. 25 Konstrukční varianta „B“



Obr. 26 Uložení nápravy u konstrukční varianty „B“

2.2.3. Konstrukční řešení varianta „C“

Tato konstrukce je vhodná pro velká zatížení a velké rozměry břemene. Skládá se z rámové konstrukce obdélníkového tvaru, na které je ložná plocha tvořená válečkovým dopravníkem. Pohon válečkového dopravníku je zabezpečen elektromotorem a na všechny válečky je přenášen řetězovým převodem. Elektromotor pohonu válečkového dopravníku je upevněn uprostřed rámové konstrukce. Poháněná náprava je dělená a spojená pružnou spojkou, která přenáší krouticí moment od pohonu elektromotorem z jedné nápravy na druhou. Každá část poháněné nápravy levá i pravá strana je uložena ve dvou ložiskových skříních. Pojezd vozíčku je tvořen osmi koly. Krajní čtyři kola jsou opatřena nákolkem a vnitřní čtyři jsou jen válcové konstrukce bez nákolku. Nepoháněná náprava je také dělená a probíhá pod celým vozíčkem a obě části jsou uloženy ve dvou ložiskových skříních. Tato náprava je zatěžovaná jen od hmotnosti nákladu. (viz. Obr. 27)



Obr. 27 Konstrukční varianta „C“

Tab. 3 Hlavní rozměry vozíčků

Hlavní rozměry vozíčků			
Rozměry	Varianta „A“	Varianta „B“	Varianta „C“
Délka	2490 mm	3370 mm	3180 mm
Šířka	3000 mm	3100 mm	6900 mm
Výška vozíku nad temeno kolejnice	600 mm	600 mm	600 mm
Rozchod	1900 mm	1900 mm	2575 mm
Maximální zatížení	4400 kg	6000 kg	12000 kg
Rychlost	40 m/min	40 m/min	40 m/min

3. Konstrukce rámu kolejového vozíčku

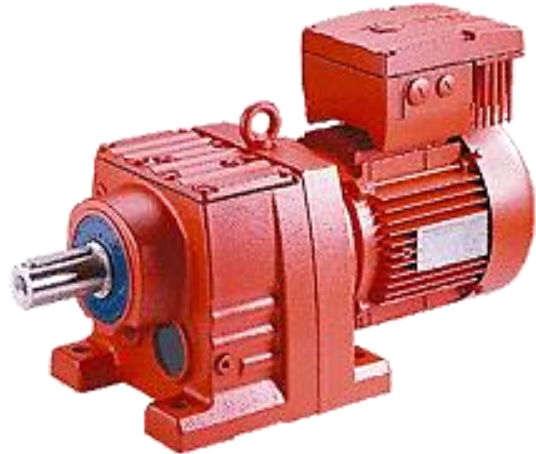
3.1. Požadavky na konstrukci rámu

U rámu je požadována uzavřená konstrukce obdélníkového tvaru. Velikost rámu se stanoví podle rozměrů přepravovaného materiálu a podle rozvoru náprav. Pro každé konstrukční řešení je rám složený z jiných částí.

U konstrukční varianty „A“ se rám skládá ze dvou podélných nosníků „I“– profilu o rozměru 160 mm, na kterých jsou upevněny nápravy. Na ně je navařena ložná plocha, kterou tvoří obdélníkový svařenec z „U“ – profilů o rozměru 140 mm. Rám konstrukční varianty „B“ se skládá ze čtyř podélných nosníků z „U“– profilů o rozměru 180 mm, na kterých jsou uloženy nápravy. Na podélnících je přivařen obdélníkový rám z „U“– profilů o rozměru 180 mm.

Profily rámu jsou zhotoveny z „U“, „I“, a „L“ – profilů, z válcované oceli z materiálu ČSN 11375.

Ložnou plochu všech konstrukčních variant tvoří válečkový dopravník s řetězovým převodem, který je poháněn elektromotorem (viz. Obr. 15 a Obr. 28). Tento řetězový převod a všechna pohyblivá soukolí jsou chráněna plechovým krytem, aby nemohlo dojít k nechtěnému kontaktu s pohyblivými částmi převodu obsluhu.



Obr. 28 Čelní převodový motor pohonu válečkového dopravníku [22]

3.2. Konstrukční zatížení podvozku

Podvozek a jeho rám jsou v reálných provozních podmínkách zatíženy širokým spektrem zatížení odvíjející se od okamžitého stupně ložení, kvality tratě vyjádřené odchylkami od její ideální geometrické polohy, případně zborcení koleje. Výsledkem je proměnlivé provozní zatížení, které není možné popsat jednoduchými zatěžovacími závislostmi. Z tohoto důvodu bylo pro zatížení rámu podvozků stanoveno náhradní spektrum zatížení a v souladu s ním se nové podvozky zkouší.

Uvedené zatížení je stanovené legislativou na bázi vyhlášek UIC, evropských norem nebo vnitřními směrnici provozovatele. V Evropě se od roku 2005 používá norma EN 13749, která má i českou verzi. ČSN EN 13749 dělí podvozky do kategorií, jejich zařazení závisí zejména od požadavků kladených na jejich rámy [4].

Na základě specifikace technických požadavků provozovatele je možné přikročit k vývoji podvozku. Nedělitelnou součástí konstrukčních prací jsou pevnostní a dynamické výpočty.

Podle ČSN EN 13749 má výpočet obsahovat:

- uvažované způsoby zatížení v souladu s normou a jejími přílohami,
- kombinace jednotlivých zatížení,
- metody výpočtu,
- metody hodnocení, interpolace a kombinace vypočtených napětí,
- limitní napětí (statické, únavové) a

- zaměnitelnost ložiskové skříně s ohledem na požadavek ložisek (např. dovolené deformace) [4].

Zatížení rámu podvozků lze obecně rozdělit na vnější a vnitřní.

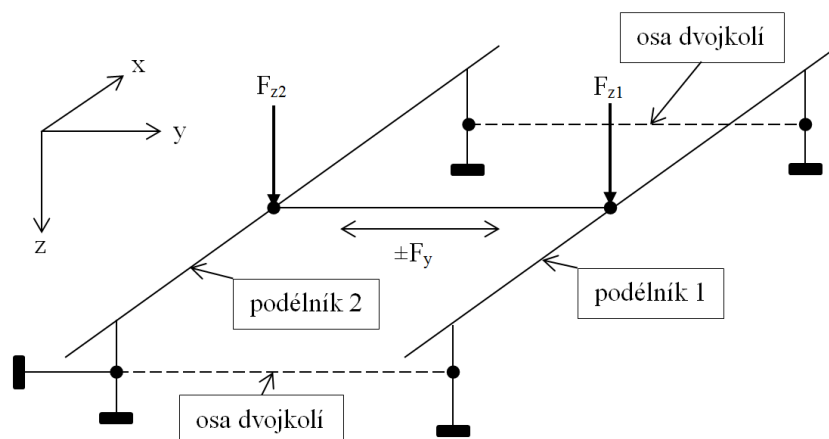
3.2.1. Vnější (externí) zatížení podvozku

Vnější zatížení podvozku představuje zatížení související s jízdou podvozku po trati, kdy musí přenášet jednak síly tíhové, jednak síly dynamické působící ve svislém, podélném i příčném směru. Je možno konstatovat, že podvozek je zatížen:

- hmotností neseného vozidla včetně užitečné zátěže (nákladu),
- změnami v užitečné hmotnosti,
- nerovnostmi koleje,
- zrychlováním a bržděním,
- nárazem vozidla (při posunu) a
- drobným vykolejením (při malé rychlosti) [4].

Při praktických výpočtech rámu podvozku se uvedené zatížení nahrazuje dvěma hlavními skupinami zatížení:

První skupina – obsahuje případy statického mimořádného zatížení, které se po dobu provozu vyskytnou zřídka. Při aplikaci těchto zatěžujících sil nesmí dojít k takovým deformacím, které by omezily funkci podvozku nebo jeho části a po jejich odlehčení nesmí na rámu zůstat trvalé deformace.



Obr. 29 Uspořádání pro zatěžování podélníků podvozku [7]

Svislá síla působící na oba podélníky rámu v případě přímého podepření na podélnících se počítá podle vztahu:

$$F_{z1\max} = F_{z2\max} = \frac{F_{z\max}}{2} = \frac{1,4 \cdot g \cdot (m_1 + m_2)}{4},$$

kde:

m_1 – maximální hmotnost nákladu [kg],

m_2 – celková hmotnost vozíčku [kg],

$F_{z1\max} = F_{z2\max}$ – svislá síla působící na podélník 1 a podélník 2 [N],

$F_{z\max}$ – celková svislá síla působící na podvozek [N].

Z uvedeného vztahu je zřejmé, že dynamické účinky jsou zahrnuté dynamickou přírážkou, která reprezentuje násobek svislého statického zatížení. Velikost přírážky je daná normou a pro vozidlo této kategorie činí 1,4 [4].

Pro příčnou sílu zaváděnou na každém dvojkolí platí:

$$F_{y1\max} = F_{y2\max} = \frac{F_{y\max}}{2} = 10^4 + \frac{(m_1 + m_2) \cdot g}{12},$$

Mezi vnější mimořádná zatížení podvozku se dále počítá podélná síla namáhající rám kosením. Tato síla působí ve dvojici s opačným smyslem na úhlopříčně situovaná kola.

$$F_{x1\max} = 0,1 \cdot (F_{z\max} + m_2 \cdot g),$$

Další z mimořádných zatížení je zatížení nárazem. Velikost tohoto zatížení odpovídá setrvačné síle příslušných částí při zrychlení 5 g. Poslední zatížení je přejezd podvozku po zborcené koleji. Tyto dva druhy zatížení je možné zanedbat, protože kolejový vozíček nebude spojován s jiným dohromady a nedá se očekávat náraz na jiný vozíček. Dále mohl být zanedbán vliv přejezdu po nerovné koleji, protože rovinnost kolejí je 1mm na 50 m bez zatáček a stoupání [4].

Druhá skupina – obsahuje zatížení z únavy vyskytující se v běžném provozu, pomocí kterých se prověřuje schopnost podvozku splnit plánované provozní požadavky bez únavové poruchy. Hodnoty zatížení mohou být branné z kvazistatického zatížení, které se vyznačuje nízkými frekvencemi. Pro podvozky nepodléhající vyhláškám UIC 515, UIC 510-3 a UIC 615-4 mohou být pro potřeby návrhu a zkoušení uvažované série zatížení, které jsou v takovém případě definovány v technických podmínkách.

3.2.2. Vnitřní (interní) zatížení podvozku

Vnitřní zatížení podvozku způsobuje výstroj podvozku a její činnost jako jsou trakční motory, brzdová výstroj, systém vypružení s tlumiči, torzní stabilizátory a všechny hmoty připojené k rámu podvozku včetně setrvačných účinků.

Pro všechny kategorie podvozků ve všech aplikacích je vnitřní zatížení definované stejným způsobem jako je to u zatížení vnějšího:

- mimořádné zatížení, které nesmí způsobit trvalé deformace nebo nadměrné výchylky a
- normální provozní zatížení, při jehož působení se nesmí projevit únavové poruchy.

Norma ČSN 13749 upravuje výpočet vnitřního zatížení podvozků stanoveným zrychlením, které musí příslušný komponent snášet bez poškození a porušení funkce. Nutné je řešení dynamické pevnosti rámu podvozku z hlediska sil způsobených hmotami. Při tom se rozlišuje, zda se jedná o hmotu upevněnou k ložiskové skříni (nevypružená hmota) nebo k rámu podvozku (1x vypružená hmota) [4].

Zatížení setrvačnými silami

Setrvačné síly jednotlivých komponent podvozku působí ve směru uvažovaného zrychlení a jejich velikost je dána v souladu s Newtonovým zákonem:

$$F_i = m \cdot a_i$$

Působíště síly je totožné s místem uchycení daného prvku podvozku k jeho rámu. Velikosti zrychlení pro mimořádné i pro běžné provozní zatížení jsou v Tab. 4.

Tab. 4 Zatížení rámu setrvačnými silami [4]

Zatížení rámu podvozku setrvačnými silami – předpokládaná zrychlení (m/s^2)					
	Komponenty připevněné k		Svislý směr	Příčný směr	Podélný směr
Mimořádné zatížení	rám	centrální oblast	± 20	± 10	–
		oblast čelníku	± 60	± 20	–
	ložisková skříň		± 500	± 50	± 50
Provozní zatížení	rám	centrální oblast	± 10	± 5	–
		oblast čelníku	± 30	± 10	–
	ložisková skříň		± 250	± 30	–

Uvedené hodnoty v Tab. 4 jsou běžné pro vozidla provozované na hlavních tratích. Dohoda mezi výrobcem a provozovatelem může uvedené hodnoty zvýšit nebo snížit na základě provozních podmínek (rychlost jízdy, kvalita tratě) [4].

Z Tab. 4 je zřejmé, že setrvačnými silami jsou nejvíce nevypružené hmoty spojené s ložiskovou skříní, kde na ně působí při mimořádném zatížení zrychlení až 50 krát větší než je gravitační zrychlení. Je účelné eliminovat negativní působení setrvačných sil na těleso koleje, pokud možno nízkou hmotností nevypružených částí [4].

Zatížení od tažné síly

Za mimořádné zatížení je považován 1,3 násobek zatížení působící na rám podvozku v době rozjezdu nebo po dobu dynamického brždění maximálním zrychlením nebo zpožděním. V závislosti na konstrukci může být za mimořádné zatížení považována také porucha trakčního motoru nebo napájecích a řídicích prvků. Do tohoto zatížení je možno zahrnout také cyklické namáhání konstrukce vyvolané kmitáním nevyvážených hřídelí [4].

Vnitřní zatížení podvozku, které mohou být zanedbány jsou:

- zatížení viskózními tlumiči \Rightarrow navrhovaný kolejový vozíček jimi nebude vybaven a
- zatížení při brždění \Rightarrow při brždění nebudou vznikat síly vyvolané činností brzdové výstroje a ani setrvačné síly vyvolané zpomalováním vozidla a tím komponentů podvozku. Kolejový vozíček jimi nebude vybaven [4].

Kombinace jednotlivých zatížení

Jednotlivá zatížení popsaná v předchozím textu se v reálném provozu nevyskytují samostatně ale působí současně, a to v různých kombinacích a v různé intenzitě. Norma ČSN 13749 a další dokumenty UIC 510-3, UIC 615-4 stanovují několik kombinací, které je nutno respektovat při návrhu rámu podvozku. Na základě předepsaných kombinací zatížení se rámy podvozků nejen pevnostně dimenzují, ale také zkoušejí na zkušebních stendech [4].

Kombinace zatížení se dělí na:

Statické zatížení – následkem statického zatížení rámu podvozku se na něm nesmí objevit trvalé deformace. Výjmečně, po dohodě s provozovatelem se zbytkové trvalé deformace mohou porovnat s dovolenými hodnotami.

Dynamické zatížení – rám podvozku i celý podvozek jsou po dobu životnosti zatěžované širokým spektrem dynamických zatížení proměnlivé velikosti. Účinky tohoto zatěžování se koncentrují v kritických místech rámu podvozku, tedy v místech působení sil, ve svarových spojích a ve změně geometrického tvaru. Únavové zkoušky mají potvrdit, že rám podvozku má dostatečnou odolnost proti únavě a že na něm po cyklickém provozním zatížení nevzniknou únavové trhliny nebo dokonce lomy [4].

3.3. Výpočet napětí a deformací profilu rámu kolejového vozíčku

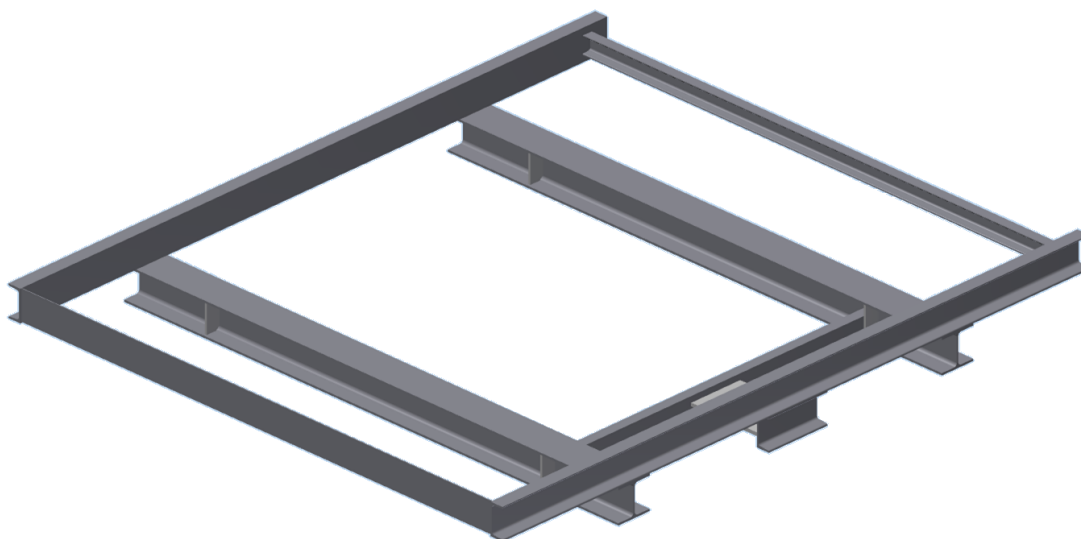
3.3.1. Tvorba výpočtového modelu pro analýzu

Pro výpočty jsem použil program Inventor Autodesk, pomocí kterého jsem provedl analýzu deformací a napětí v rámu vozíčku metodou konečných prvků. Rám je zhotoven z „U“ profilu velikosti 140 mm a svařen v jeden celek s dvěma podélníky z „I“ profilu o rozměru 160 mm. Na „I“ profilech jsou upevněny ložiskové skříně, které drží nápravu. Pro výpočet jsem zvolil konstrukční variantu „A“ a ze stanovených zatížení zadavatelem této práce jsem vybral zatížení 6000 kg. Pro tuto variantu zadavatel, poskytl dostatečné údaje na základě, kterých mohla být analýza zpracována. Rozměr přepravovaného materiálu je o šířce 2135 mm a délce 2770 mm. Tato varianta má rozchod kol 1900 mm. Svařenec rámu jsem namodeloval jako jednu součást a zjednodušil jsem jej bez otvorů pro šroubové spoje. Nejsou zde zahrnuty výpočty svarů. Předpokládám jejich kvalitu takovou, že neovlivní konečný výpočet. Protože rám vozíčku je symetrický v podélné i příčné ose tak pro zjednodušení simulace jsem použil jen jeho čtvrtinu. Materiál rámu je ze svařitelné nelegované konstrukční oceli S275JRG2 ekvivalent ČSN 11375.

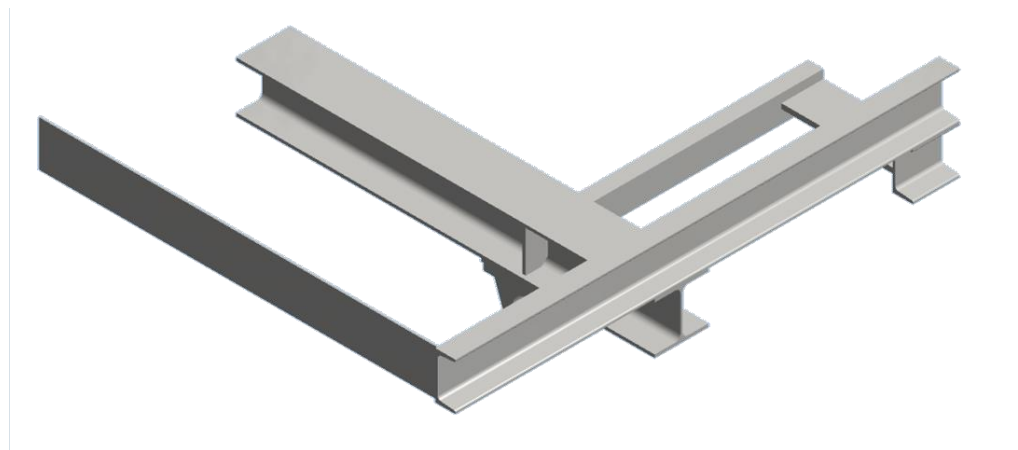
Tab. 5 Mechanické vlastnosti konstrukční oceli 11375

Mechanické vlastnosti oceli 11375		
Obecné	Mez pevnost R_m [MPa]	340-370
	Mez kluzu R_e [MPa]	225-235
Napětí	Youngův modul E [MPa]	$220 \cdot 10^3$
	Poissonova konstanta μ [-]	0,275
	Modul pružnosti G [MPa]	$86,2745 \cdot 10^6$

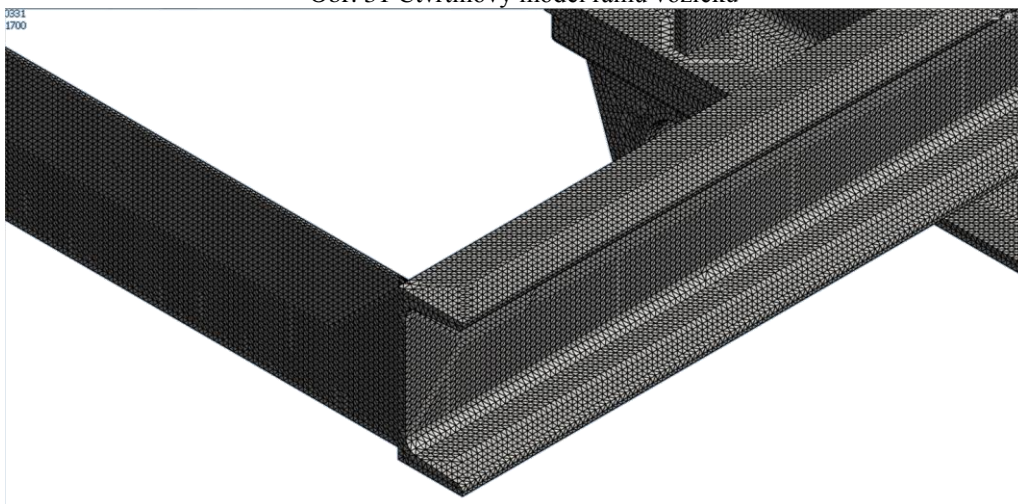
Okrajové podmínky: v ložiskových skříních má vozíček pevnou vazbu, odebrané posunutí v ose y . Protože byla použita jen čtvrtina modelu, bylo odebráno v plochách řezu posunutí v osách kolmých na roviny řezu a byla použita ideální vazba.



Obr. 30 3D Model rámu vozíčku



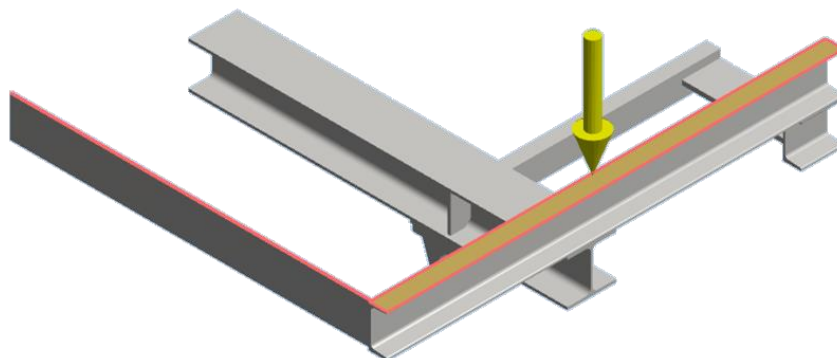
Obr. 31 Čtvrtinový model rámu vozičku



Obr. 32 Detail modelu po zasařování

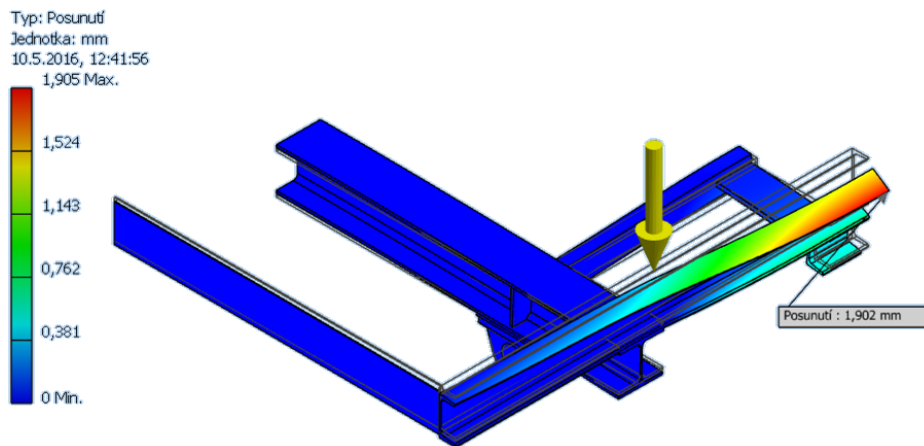
3.3.2. Zatížení rámu

Na kolejový voziček jako celek působí celá řada zatížení, která jsou způsobena různými vlivy. Pro výpočet jsem uvažoval jen se statickým zatížením od hmotnosti břemene. Tento rám je zatížen po celé jeho délce. Nejdříve jsem počítal s nejnepříznivější variantou, kdy celková síla působí ve prostředrámu silou 60000 N. Poté jsem provedl simulaci se spojitým zatížením stejnou silou 60000 N od hmotnosti břemene, kterou jsem rovnoměrně rozdělil na místa uložení ložiskových skříní válečkového dopravníku. Protože jsem použil jen čtvrtinu modelu, použil jsem čtvrtinové zatížení.

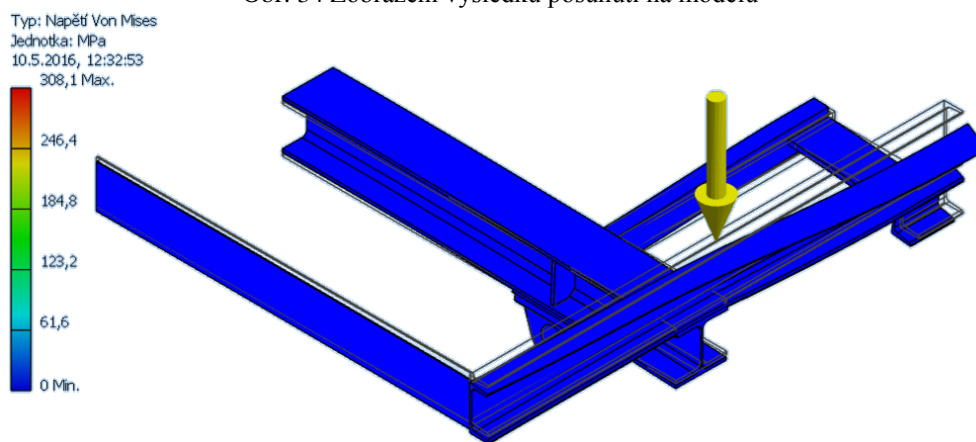


Obr. 33 Zatížení jednou silou

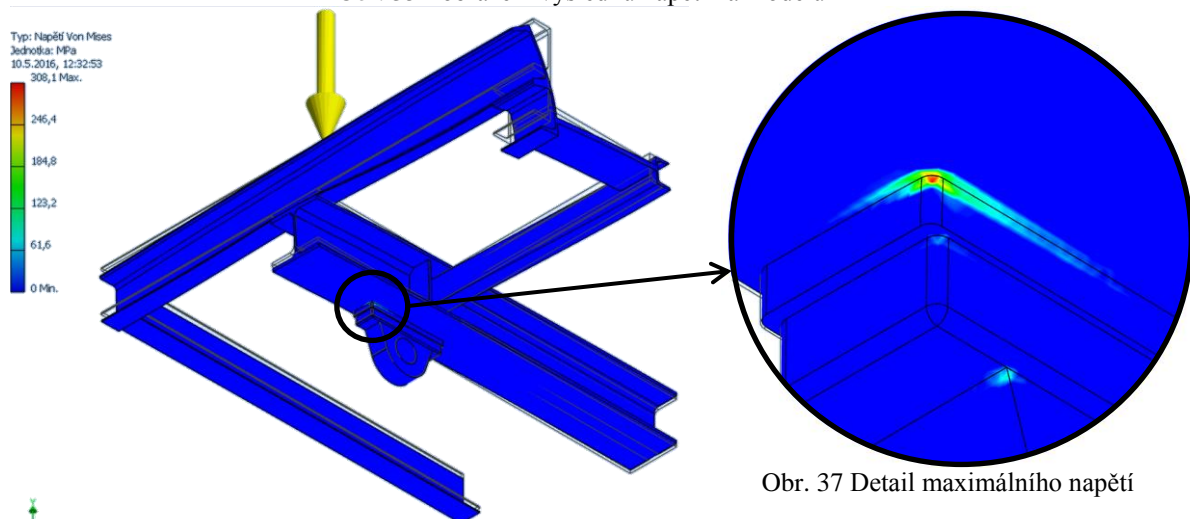
3.3.3. Výsledky analýz modelu zatíženého spojitou silou působící na plochu rámu



Obr. 34 Zobrazení výsledků posunutí na modelu



Obr. 35 Zobrazení výsledků napětí na modelu



Obr. 37 Detail maximálního napětí



Obr. 36 Zobrazení maximálního napětí na modelu

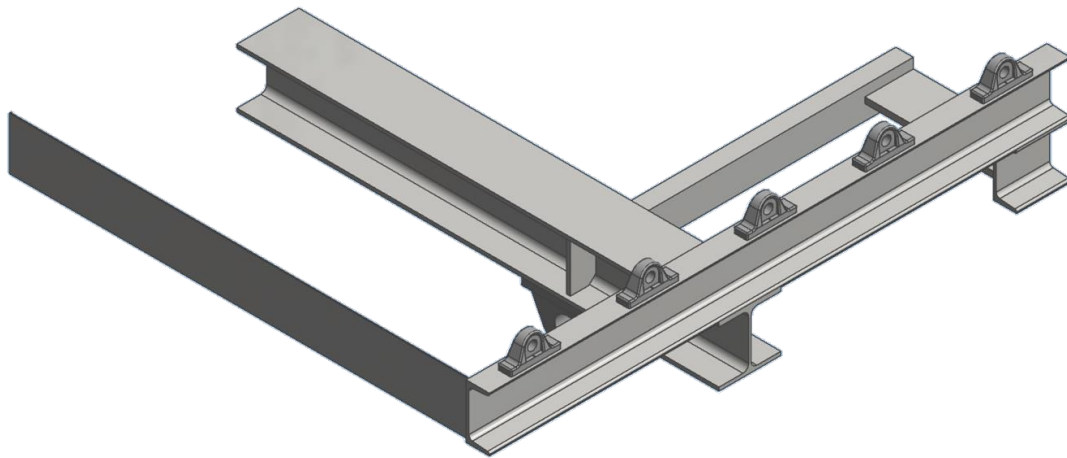
Výsledky:

Maximální posunutí: 1,9 mm

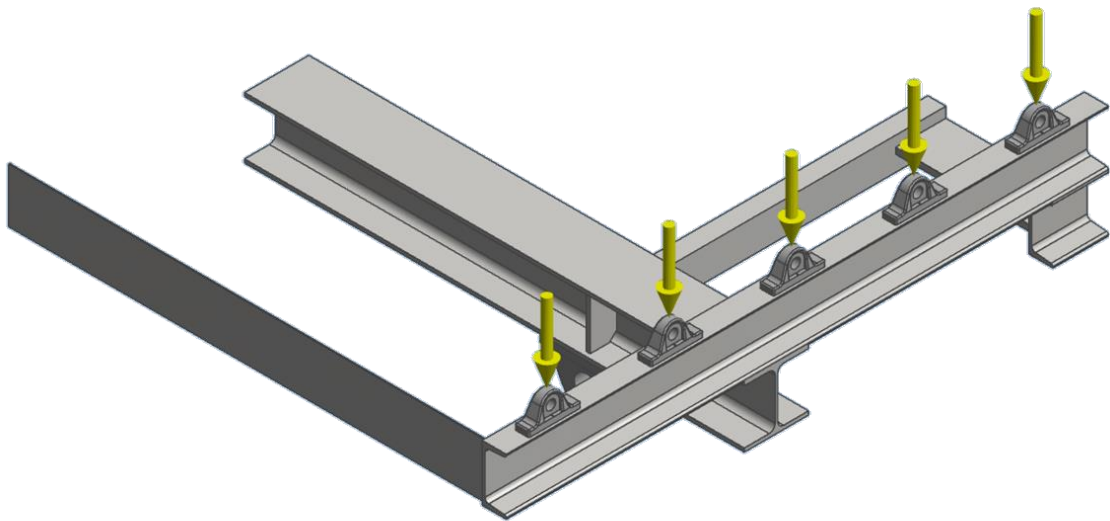
Maximální napětí Von Mises: 308,1 MPa

Z výsledku je patrné, že při zatížení jednou silou nejnepříznivějším způsobem ve prostředku vozíčku, by došlo k deformaci nosníku nápravy v místě zobrazeném na obrázku Obr. 36 a Obr. 37. Posunutí rámu vozíčku v místě působení síly je 1,9 mm (viz. Obr. 34). Tyto hodnoty ukazují, že zjištěné maximální napětí 308,1 MPa nepřekročí mez pevnost R_m , která má hodnoty 340-370 MPa.

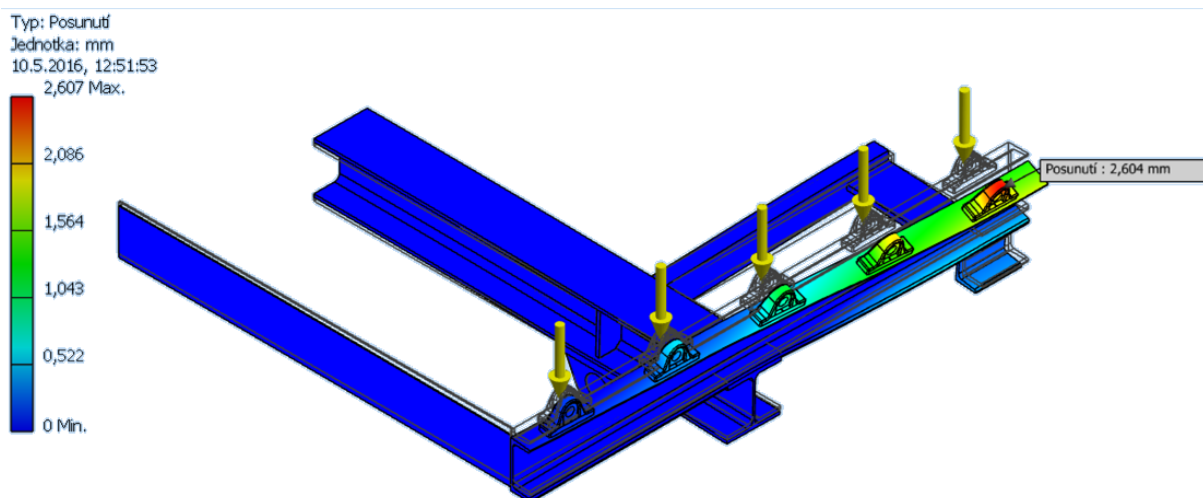
3.3.4. Výsledky analýz modelu zatíženého silami v místě válečků dopravníku



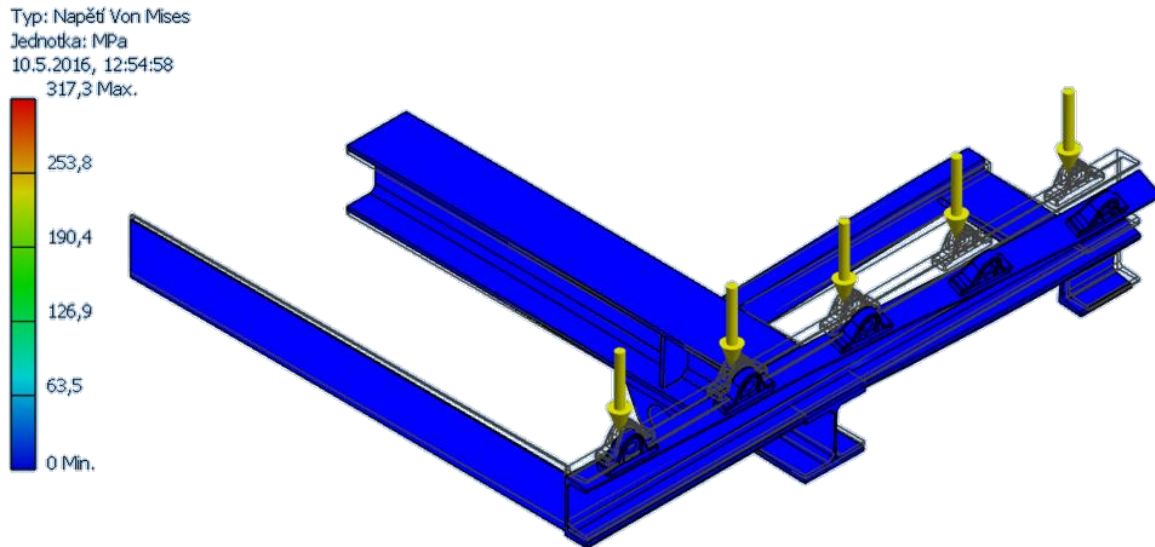
Obr. 38 Čtvrtinový výpočtový model



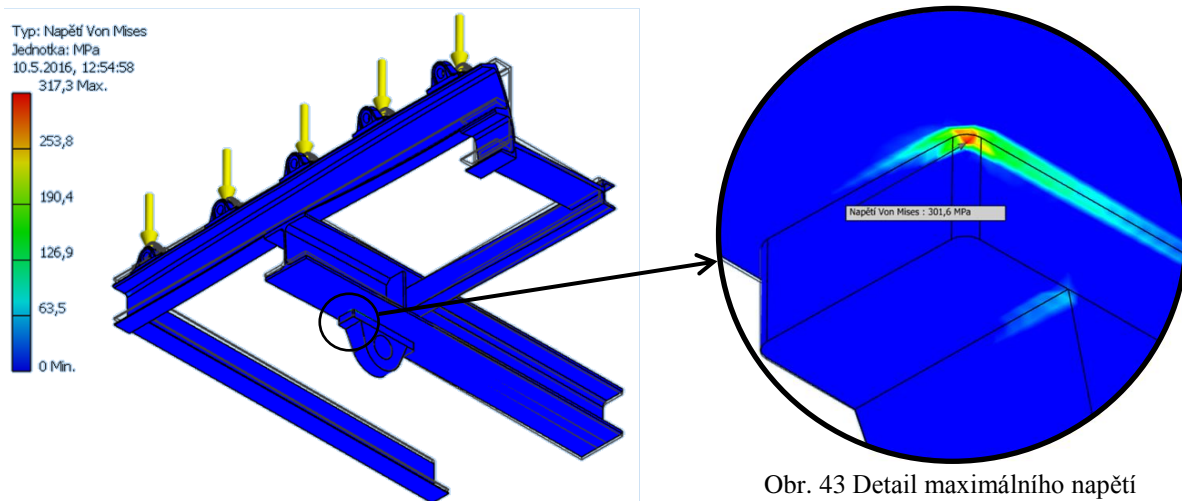
Obr. 39 Zatížení modelu spojitým zatížením



Obr. 40 Zobrazení výsledků posunutí na modelu



Obr. 41 Zobrazení výsledků napětí na modelu



Obr. 42 Zobrazení maximálního napětí na modelu

Obr. 43 Detail maximálního napětí

Výsledky:

Maximální posunutí: 2,6 mm

Maximální napětí Von Mises: 317,3 MPa

Z výsledků je patrné že průběh posunutí a napětí od spojitého zatížení má srovnatelné hodnoty s hodnotami od zatížení jednou silou. Rám vozíčku je dostatečně tuhý a nebude ovlivňovat výpočet nápravy, proto mohlo být počítáno s nápravu zatěžovanou jen statickým namáháním.

4. Konstrukce a návrh nápravy

4.1. Síly a momenty, které působí na nápravu

Při návrhu a dimenzování nápravy musí být brány v úvahu tyto typy sil a momentů vyvolávaných:

- vypruženými hodnotami,
- brzdovým systémem,
- průjezdem kolejovým obloukem a
- průjezdem po nerovné koleji [6].

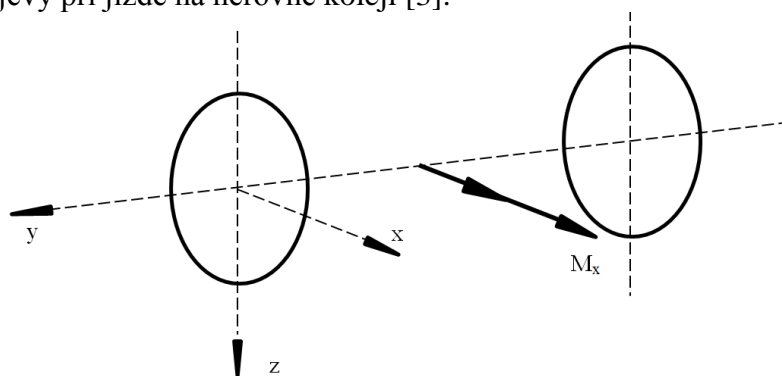
4.1.1. Vliv vypružených hodnot

U kolejových vozidel se vypružení aplikuje ve všech třech osách: v podélné ose vozičku s indexem „x“, v příčném vodorovném směru s indexem parametru „y“ a ve svislém směru s indexem parametru „z“ [5]. Síly vyvolané vypruženými hmotami se zanášejí do svislé roviny souměrnosti (y, z), ve které leží podélná osa souměrnosti nápravy [6].

Cílem vypružení je:

- zajistit rovnoměrné zatížení všech kol,
- snižovat účinky nerovnosti koleje na náklad a
- snižovat dynamické účinky ve stycích kol s kolejnicemi [5].

Náprava je zatěžovaná staticky od hmotnosti vozidla a od hmotnosti nákladu a dynamickými jevy při jízdě na nerovné koleji [3].



Obr. 44 Ohybový moment od sil vyvolanými vypružením [6]

4.1.2. Vliv účinku brzdění

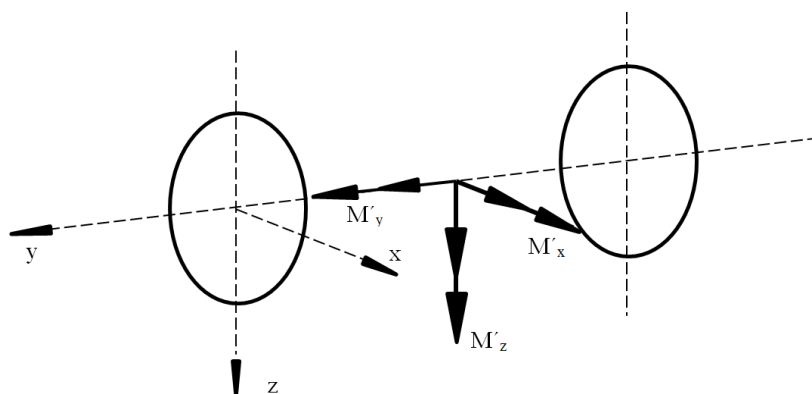
Brzděním se záměrně zvětšují jízdní odpory kolejového vozičku s cílem:

- regulace rychlosti jízdy,
- zastavení na předepsané vzdálenosti a na stanoveném místě a
- zajištění kolejového vozičku proti samovolnému rozjetí.

Brzděním se zmaří část nebo celá kinetická energie jedoucího kolejového vozičku. Velikost této kinetické energie plyne z postupného pohybu vozičku o hmotnosti m a rychlosti v s přihlédnutím k účinku rotačních hmot [4]. Brzdění vyvolává momenty, které mohou mít tři složky: M_x' , M_y' , M_z' (viz. Obr. 45):

- ohybový moment M_x' vzniká působením svislých sil rovnoběžných se souřadnicovou osou z,

- ohybový moment M_z' vzniká působením vodorovných sil rovnoběžných se souřadnicovou osou x a
- kroutící složka M_y' je orientovaná v ose nápravy (osa y); je vyvolána silami působícími na kola tangenciálně [6].



Obr. 45 Ohybový moment vyvolaný brzděním [6]

4.1.3. Vliv průjezdu obloukem

Při průjezdu kolejového vozidla obloukem koleje vznikají mezi vozíčkem a kolejemi síly, které se realizují ve styku kol a kolejí. Jsou to hlavně příčné síly kvazistatického charakteru, ale také dynamické síly [3].

Při kvazistatickém působení na kolejový vozíček při průjezdu obloukem na něj působí tyto síly a momenty:

- příčné setrvačné síly (rozdíly v převýšení koleje podélné, nebo příčné),
- příčné síly v mezipodvozkových vazbách a
- moment odporu vůči natočení podvozku vůči spodku vozidla [3].

Všechny tyto síly se musí přenést z vozíčku na kolej, a to ve styku kol s kolejnicemi. Kromě zmiňovaných sil dochází také ke vzniku skluzových sil ve stykových ploškách kol a kolejnic, které vyplývají z kinematiky průjezdu podvozku obloukem koleje.

4.1.4. Vliv průjezdu po nerovné koleji

Rovnoměrné rozložení svislých sil působících na kola má velký vliv na bezpečnost proti vykolejení, proto se jim musí věnovat náležitá pozornost. Ideální, ale nedosažitelný stav nastává tehdy, když jsou všechna kola kolejového vozíčku zatížena stejnoměrně. Rozdíly ve svislých zatíženích jednotlivých kol mohou vznikat z různých důvodů. Jde jednak o odchylky a jednak změny svislých kolových zatížení [3].

Odchylky svislých zatížení kol se projevuje i na ideální rovinné koleji a za klidu vozíčku (jde o statické odchylky) a jsou způsobené zejména:

- excentricitou těžiště rámu vozíčku,
- nerovností rámu vozíčku a
- pasivními odpory v konstrukci vozíčku a ve vypružení [3].

Změny svislých zatížení kol se projevují především při jízdě vozidla (jde o dynamické resp. kvazidynamické změny) a jsou způsobené zejména:

- působením vnějších příčných sil na vozíček (vlivem nevyrovnaného příčného zrychlení, nebo působením příčného větru),
- staticky neurčitým uložením vozíčku na koleji (projevuje se na nerovné koleji),

- excentricky uložením nákladu na vozidle a
- dynamickými účinky při jízdě vozíčku po nerovné koleji (z hlediska bezpečnosti proti vykolejení jsou nebezpečné především relativně pomalé změny) [3].

Za nerovnou kolej se při výpočtu změn svislého zatížení považuje kolej v takovém výškovém uspořádání, ve kterém se místa styku kol s hlavami kolejnic nenacházejí v jedné rovině, ale jedno případně několik kol má výškové odchylky od roviny styku ostatních tří kol s kolejí. Nerovnost kolejí je buď náhodná (nerovnost koleje, propadnuté spoje kolejí apod.), nebo je vytvořena záměrně (stoupání).

Protože konstrukční řešení kolejnicového svršku nebude mít žádné zatáčky a nerovnost kolejí bude v toleranci 1 mm na 50 m, bude u konstrukčního návrhu počítáno jen se statickým zatížením nápravy, a to od hmotnosti kolejového vozíčku a od hmotnosti nákladu. S ohledem na rovinnost kolejového svršku, která je dostatečná nebude třeba korigovat nerovnost kolejí vypružením, proto byl také zanedbán vliv tohoto zatížení. Brzdění vozíčku probíhá pomocí elektromotoru, proto ve výpočtu bude zanedbáno i toto zatížení nápravy.

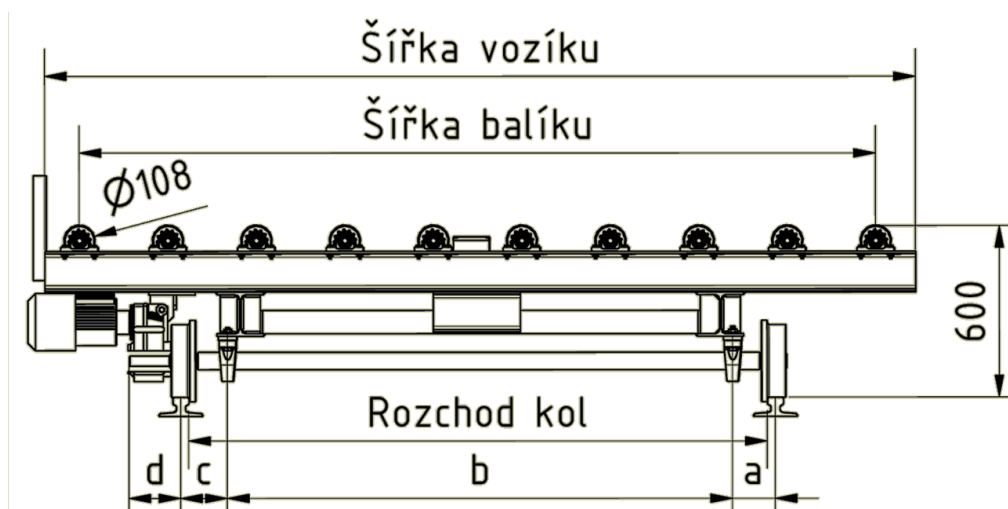
5. Určení rozměrů nápravy

K jednotlivým rozchodům kol a rozměrům balíků, které byly v zadání od firmy Sempelkamp, jsem přiřadil stanovené hmotnosti nákladu a hmotnosti vozíčků. Výsledkem tohoto přiřazení vzniklo 13 pořadových čísel, pro které budou vypočítány průměry náprav a bude pro ně navržena nejvhodnější konstrukční varianta.

Tab. 6 Přiřazení zatížení jednotlivým rozchodům kol

Pořadí	Rozchod kol v závislosti na rozměru balíku		Hodnoty zatížení		
	Délka nebo šířka balíku	Rozchod kol	Hmotnost balíku	Vlastní hmotnost vozíčku	Celková hmotnost
1.	1900 mm	1410 mm	1000 kg	3000 kg	4000 kg
2.	2250 mm	1630 mm	1000 kg	3000 kg	4000 kg
3.	2500 mm	1800 mm	6000 kg	5000 kg	11000 kg
4.	2700 mm	1920 mm	6000 kg	5000 kg	11000 kg
5.	3000 mm	2120 mm	10000 kg	6000 kg	16000 kg
6.	3200 mm	2250 mm	10000 kg	6000 kg	16000 kg
7.	3800 mm	2630 mm	10000 kg	6000 kg	16000 kg
8.	4500 mm	3080 mm	16000 kg	8000 kg	24000 kg
9.	5100 mm	3470 mm	16000 kg	8000 kg	24000 kg
10.	5700 mm	3860 mm	25000 kg	11000 kg	36000 kg
11.	6300 mm	4250 mm	25000 kg	11000 kg	36000 kg
12.	6800 mm	4570 mm	40000 kg	15000 kg	55000 kg
13.	7600 mm	5080 mm	40000 kg	15000 kg	55000 kg

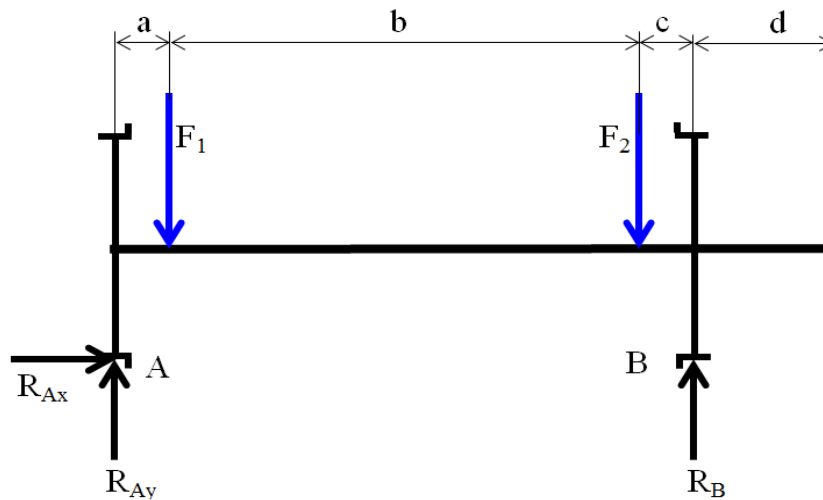
5.1. Výpočtový model pro určení průměru nepoháněné a poháněné nápravy u konstrukční varianty „A“



Obr. 46 Rozměry nápravy pro konstrukční variantu „A“

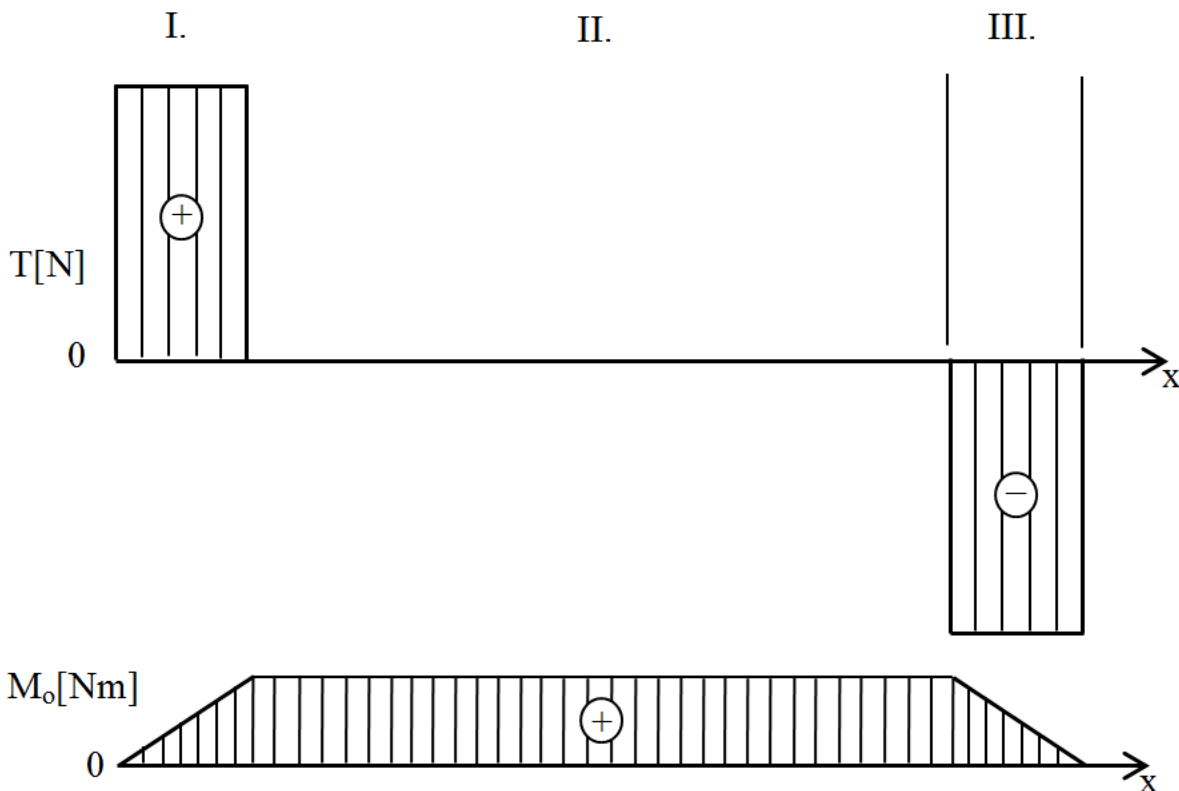
Náprava je uložena na dvou podporách A a B, což jsou kola vozíčku, a je zatížena hmotností nákladu a hmotností vlastního vozíčku. Zatěžovací síla působí v místech upevnění

nosníku na rám, a to v ložiskových skříních. Pro výpočet průběhu ohybového momentu byl nosník rozdělen na čtyři pole a zatížení od celkové hmotnosti bylo rovnoměrně rozděleno na jednotlivá ložiska.



Obr. 47 Schématický náčrt konstrukční varianty „A“

5.1.1. Průběh posouvající síly a ohybového momentu u konstrukční varianty „A“



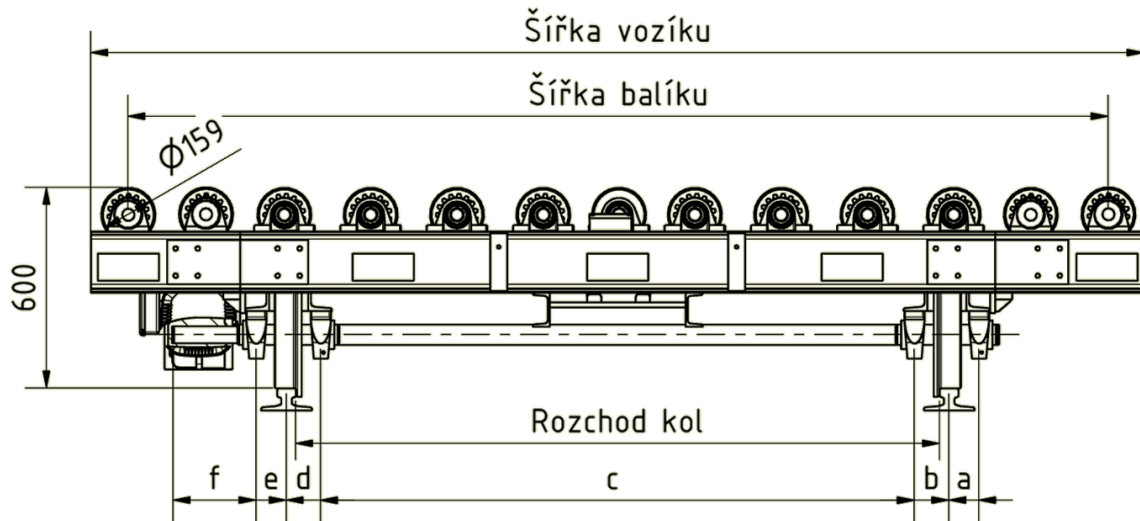
Obr. 48 Průběh posouvající síly a ohybového momentu u konstrukční varianty „A“

Analytické výpočty:

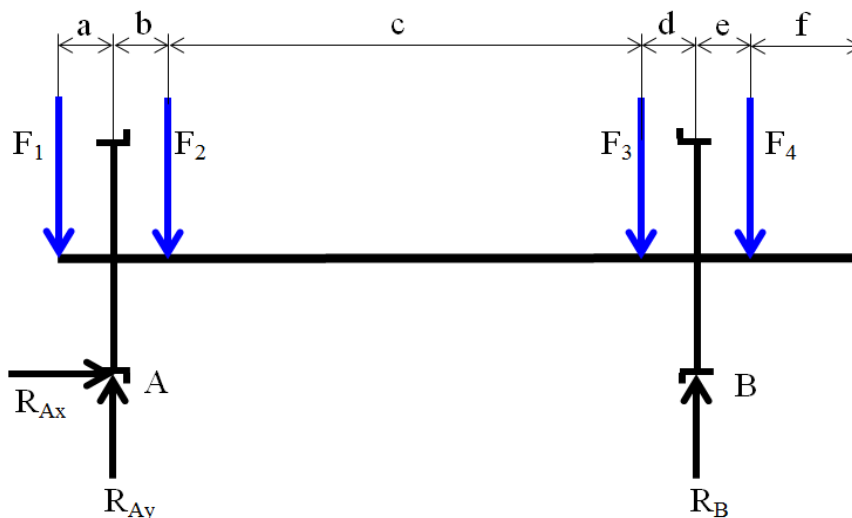
Analytické výpočty maximálního ohybového momentu a posouvající síly pro hmotnosti nákladů a rozchody kol pořadová čísla 1 až 5 pro konstrukční variantu „A“ jsou uvedeny v Příloze č. 1. Dále v této příloze jsou uvedeny výpočty průměru náprav a kontrola průměru namáhanou rovinnou napjatostí. Pro dimenzování použijí Guestovu podmínku pevnosti.

5.2. Výpočtový model pro určení průměru poháněné a nepoháněné nápravy u konstrukční varianty „B“

Náprava je uložena na dvou podporách A a B což jsou kola vozíčku a je zatížena hmotností nákladu a hmotností vlastního vozíčku. Zatěžovací síla působí v místech upevnění nosníku na rám, a to ve čtyřech ložiskových skříních. Nosník byl rozdělen na šest polí a zatížení od celkové hmotnosti je rozděleno na jednotlivá ložiska.



Obr. 49 Rozměry nápravy pro konstrukční varianty „B“

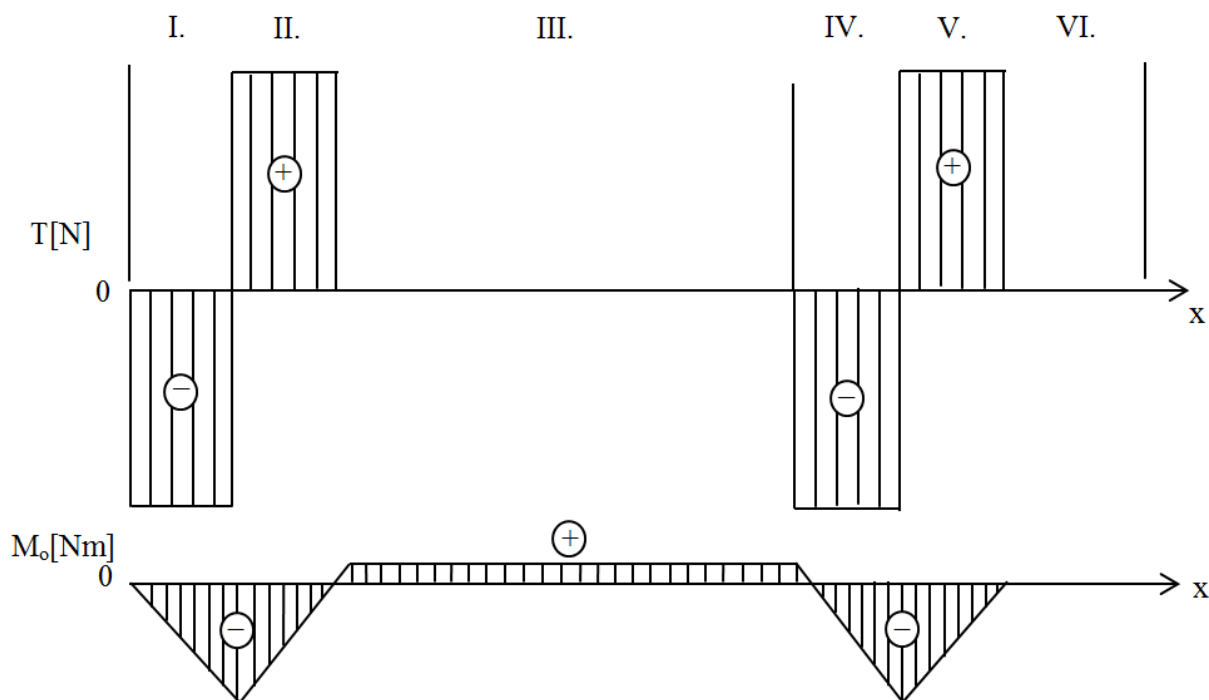


Obr. 50 Schématický náčrt konstrukční varianty „B“

Analytické výpočty:

Analytické výpočty maximálního ohybového momentu a posouvající síly pro hmotnosti nákladů a rozchody kol pořadová čísla 5 až 13 pro konstrukční variantu „B“ jsou uvedeny v Příloze č. 2. Dále v této příloze jsou uvedeny výpočty průměru náprav a kontrola průměru namáhaného rovinnou napjatostí. Pro dimenzování použijí Guestovu podmínku pevnosti.

5.2.1. Průběh posouvající síly a ohybového momentu u konstrukční varianty „B“

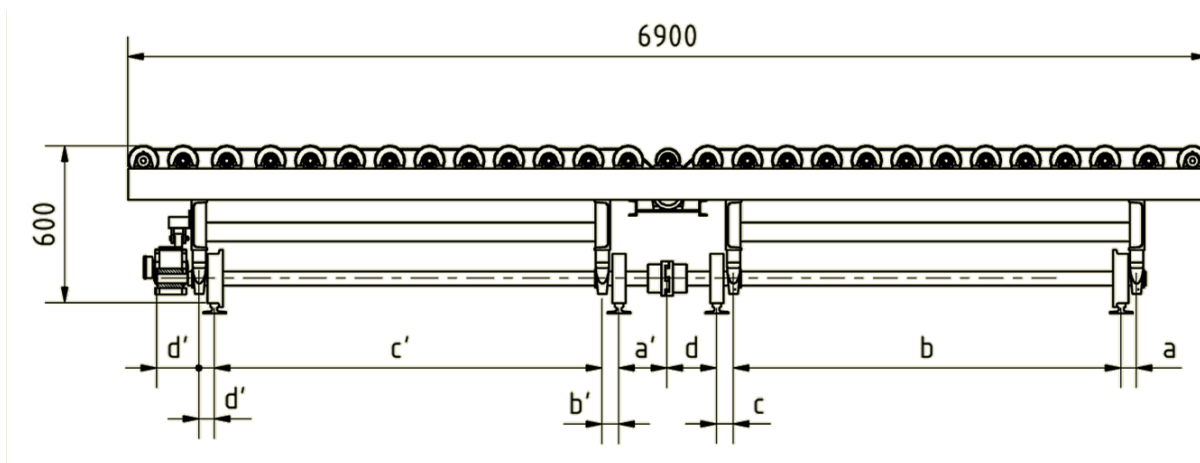


Obr. 51 Průběh posouvající síly a ohybového momentu u konstrukční varianty „B“

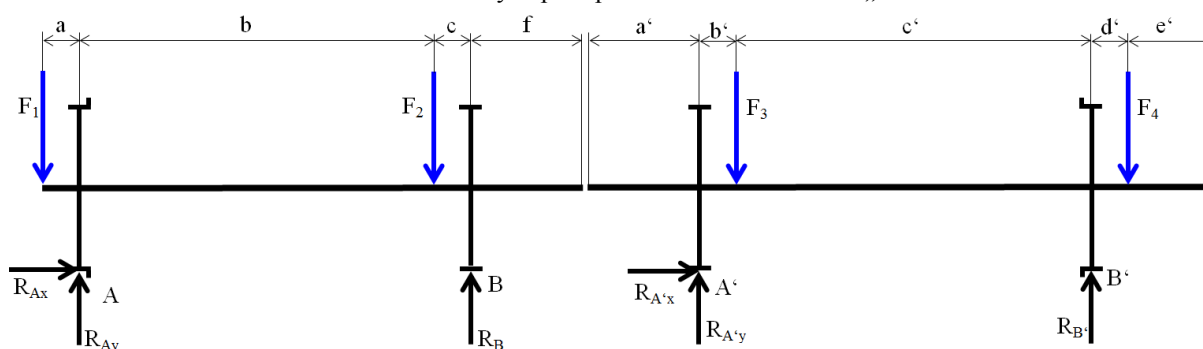
5.3. Výpočtový model pro určení průměru poháněné nápravy u konstrukční varianty „C“

U této varianty je rozchod kol 4570 mm a 5080 mm, proto vzhledem k délce rozdělím nápravu na dvě části spojené pružnou spojkou. Kolejový vozíček bude jezdit po čtyřech kolejnicích, kde dvě venkovní kola budou vedena pomocí nákolku a dvě vnitřní kola budou mít jen válcovou část kola bez nákolku. Každá náprava bude připevněna k rámu vozíčku pomocí dvou ložiskových skříní, takže celá hmotnost bude jako u předcházejícího konstrukčního řešení uložena ve čtyřech ložiskových skříních. Toto řešení by mělo pomoci tomu, aby náprava pro svou velkou délku a stanovené zatížení 40 tun nemusela mít tak velký průměr a manipulace spolu s přepravou nápravy by byla jednodušší. Vzhledem k tomu, že nápravy jsou spojeny jen pružnou spojkou, budu počítat maximální ohybový moment u každé části nápravy zvlášť.

Náprava je uložena na dvou podporách A a B, což jsou kola vozíčku, a je zatížena hmotností nákladu a hmotností vlastního vozíčku. Zatěžovací síly působí v místech upevnění nosníku na rám, a to ve čtyřech ložiskových skříních. Levá strana nosníku byla rozdělena na čtyři a pravá na pět výpočtových polí, protože tam bude ještě připojen elektromotor pro pohon celého vozíku. Obě nápravy budou namáhané jak ohybovým momentem, tak také krouticím momentem. Zatížení od celkové hmotnosti je rozděleno na jednotlivá ložiska.

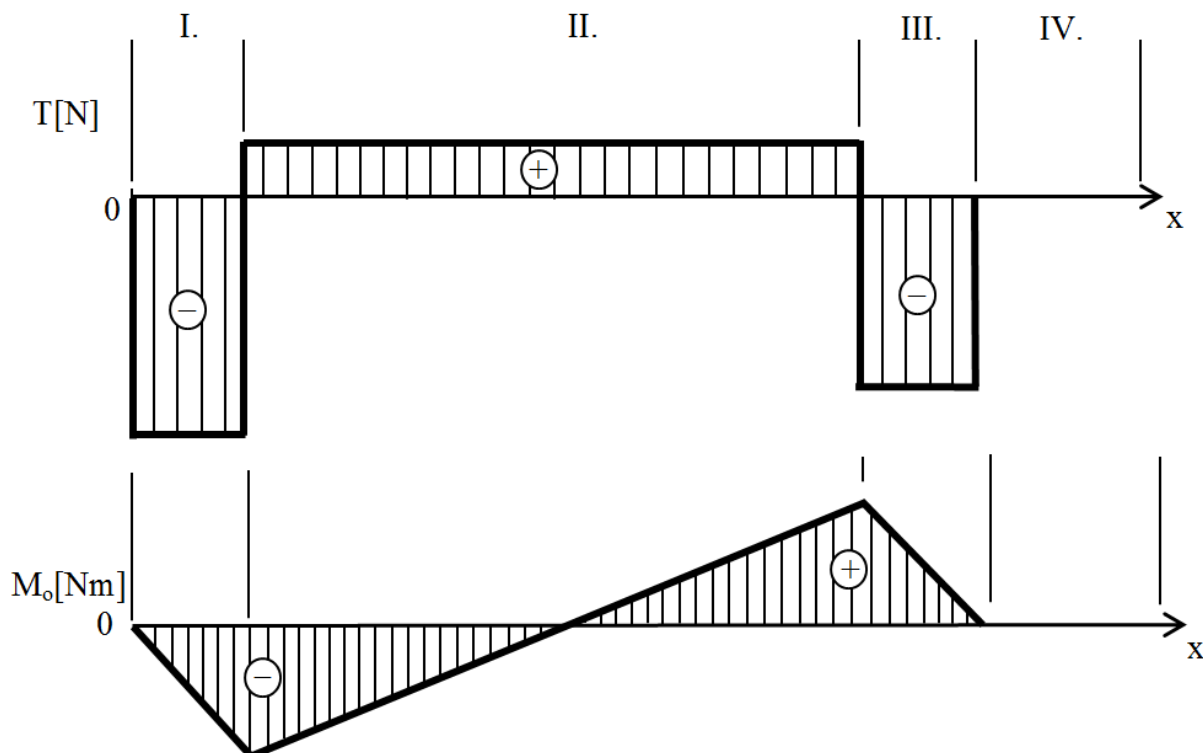


Obr. 52 Rozměry náprav pro konstrukční variantu „C“

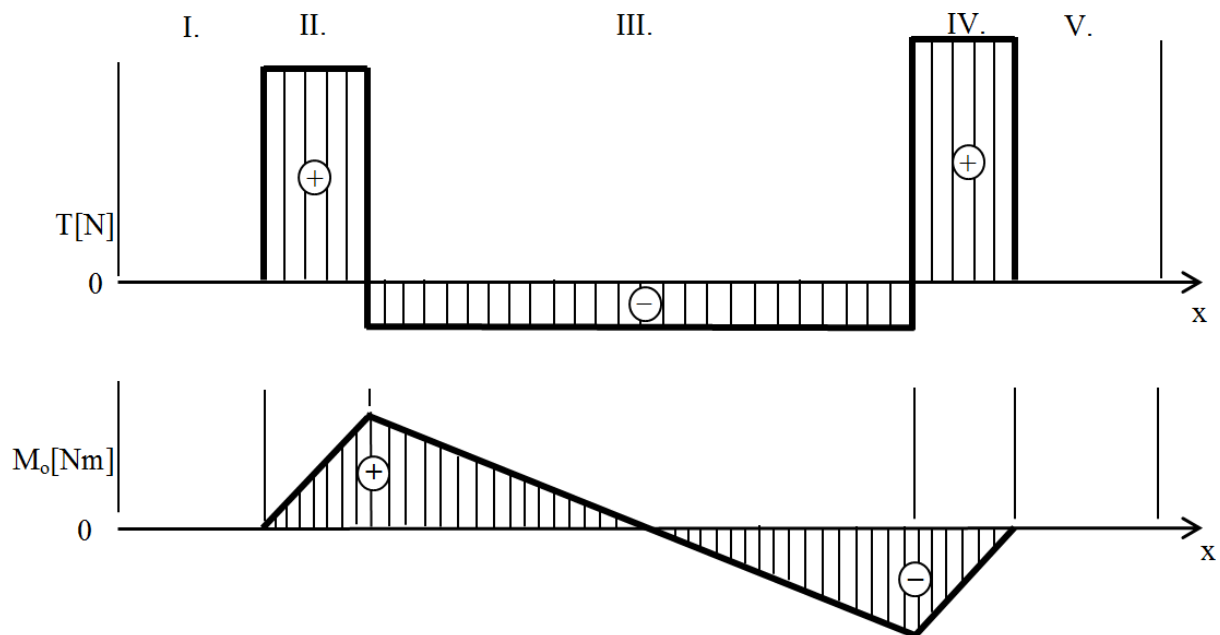


Obr. 53 Schématický náčrt konstrukční varianty „C“

5.3.1. Průběh posouvající síly a ohybového momentu u konstrukční varianty „C“



Obr. 54 Průběh posouvající síly a ohybového momentu u konstrukční varianty „C“ levá strana nápravy



Obr. 55 Průběh posouvající síly a ohybového momentu u konstrukční varianty „C“ pravá strana nápravy

Analytické výpočty:

Analytické výpočty maximálního ohybového momentu a posouvající síly pro hmotnosti nákladů a rozchody kol pořadová čísla 12 a 13 pro konstrukční variantu „C“ jsou uvedeny v Příloze č. 3. Dále v této příloze jsou uvedeny výpočty průměru náprav a kontrola průměru namáhaného rovinnou napjatostí. Pro dimenzování použijí Guestovu podmínku pevnosti.

Návrh a výpočet ložiskových skříní:

Analytické výpočty pro všechna konstrukční řešení a zadané maximální hmotnosti nákladů jsou uvedeny v Příloze č. 4.

6. Návrh a výpočet základní trvanlivosti ložisek

Nápravové ložisko je další významný konstrukční prvek, který spojuje dvojkolí s rámem vozíčku. Skládá se z ložiskové skříně, vnějšího a vnitřního kroužku ložiska a valivých tělísek. Nápravová ložiska umožňují současné otáčení dvojkolí a přenos silových účinků ve svislém, příčném a podélném směru. Svou konstrukcí umožňují více či méně realizovat relativní pohyb mezi dvojkolím a ložiskovými skříněmi. Dnes se používají téměř výhradně valivá ložiska pro své výhody oproti ložiskům kluzným.

Návrh ložisek se standardně provádí podle katalogu výrobce na základě znalosti zástavbových rozměrů, odhadu radiálního a axiálního zatížení a požadavku na životnost.

Výrobci ložisek doporučují nejprve provést návrh ložiska na základě tzv. statické únosnosti C_0 , která má obecně opodstatnění v případech, kdy je ložisko namáháno při nižších otáčkách (nebo za klidu) [2].

Od ložisek se vyžaduje:

- bezpečný přenos svislých sil, vodorovných podélných i příčných, statických i dynamických,
- malý součinitel tření a malé jízdni odpory,
- velkou provozní životnost a
- spolehlivý provoz, snadnou kontrolu a údržbu [5].

6.1. Výpočet základní trvanlivosti ložisek

Základní trvanlivost valivých ložisek je trvanlivost, kterou dosáhne nebo překročí 90 % stejných ložisek při stejných provozních podmínkách, jestliže je použito běžně užívaného materiálu, dosaženo běžné výrobní kvality a ložisko pracuje za normálních podmínek provozu. Základní trvanlivost je definována rovnicí:

$$L_{hA} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_r}{P} \right)^p,$$

kde:

L_{hA} – základní trvanlivost ložiska [h],

C_r – základní dynamická únosnost ložiska [N],

n – frekvence otáčení ložiska [ot/min],

P – ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N],

kde je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska počítané podle rovnice:

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_A,$$

kde:

F_r – radiální složka skutečného zatížení [N],

F_a – axiální složka skutečného zatížení [N],

X – koeficient radiálního dynamického zatížení,

Y – koeficient axiálního dynamického zatížení [24].

Hodnoty koeficientů X , Y jsou závislé na typu, provedení a velikosti ložiska, u některých ložisek také na směru a velikosti skutečného zatížení. Pro každé ložisko jsou uváděny v příslušném katalogu [24].

Analytické výpočty jednotlivých hodnot pro všech 13 stanovených zatížení jsou uvedena v Příloze č. 4.

7. Zhodnocení konstrukčních řešení

Sestavením a řešením rovnic pro analytický výpočet jsem vypočítal průměry všech jednotlivých náprav, které jsou staticky zatěžované od hmotností samotných vozíčků a hmotností přepravovaného materiálu. Na základě těchto výpočtů a podle požadavků zadavatele této práce přiřadím nejvhodnější konstrukční řešení a rozměr nápravy pro stanovená zatížení. Při výběru nejvhodnějšího konstrukčního řešení jsem musel přihlídnout k několika aspektům.

Důležitá je cena konstrukčního řešení nejen materiálu nápravy, ale také i ložiskových skříní. Pro pracovníky, kteří obsluhují vozíčky a provádí jejich údržbu a opravy, je fyzicky náročné, když musí manipulovat s velkými náhradními díly a je to nebezpečné i z hlediska možného úrazu. Proto konstrukční řešení musí být co nejjednodušší a mít nízkou hmotnost, hlavně co se týká části vozíčků, které při údržbě budou opravovány nebo měněny za nové. Části, které se opotřebovávají a budou v provozu měněny, musí být snadno demontovatelné a v přístupu k nim nesmí nic bránit. Dále také musí být zabezpečeno automatické naložení břemene na vozíček bez vynaložení lidské práce, proto musí mít vozíček požadovanou výšku nad temeno kolejnice, aby byl ve stejné výšce, jako je výrobní linka.

Všechny vozíčky doporučuji ošetřit krycím nátěrem, který bude chránit vozíček před poškozením korozi a tím bude i prodloužena životnost vozíčků. Krycí nátěr může být nanášen stříkáním nebo máčením. Ložnou plochu, kterou tvoří válečkový dopravník, doporučuji opatřit pryžovou ochrannou vrstvou bránící poškození přepravovaného materiálu a také bude bránit proti nechtěnému posunutí nákladu při přepravě. Aby měl kolejový vozíček zajištěnou dostatečnou životnost musí být nápravy uloženy do ložiskových skříní, které mu tuto životnost zabezpečí. Protože dřevovýroba je prostředí, ve kterém se vyskytuje prašnost, musí být i ložiskové skříně opatřeny ochranou proti prachu, aby nebyla snížena trvanlivost ložiska nečistotami vniklými do ložisek nebo nedostatečným mazáním.

7.1. Zhodnocení konstrukčního řešení varianta „A“

Tato varianta je vhodná pro nižší zatížení od hmotnosti nákladu a menší rozměry přepravovaného materiálu. Rámová konstrukce ložné plochy je podpírána dvěma podélníky z „I“ profilu. Výhodou je jednoduchá konstrukce, kde je poháněná i nepoháněná náprava uložena do dvou ložiskových skříní.

K hlavní nevýhodě patří, že maximální ohybový moment probíhá po celé části nápravy. Bylo zvažováno použití duté nápravy, která by zmenšila hmotnost nápravy a také snížila hmotu pro rotační momenty. Vzhledem k nepříznivému průběhu maximálního ohybového momentu bylo od této varianty upuštěno. Pro první čtyři zadané hmotnosti byly výpočty průměrů náprav jednoznačné a vhodné pro použití konstrukční varianty „A“.

7.2. Zhodnocení konstrukčního řešení varianta „B“

Konstrukční řešení této varianty je použitelné pro veškeré zatížení od 10000 kg do 40000 kg. Rámová konstrukce ložné plochy a válečkový dopravník je shodný s variantou „A“. Poháněná náprava je uložena do čtyř ložiskových skříní upevněných na čtyřech podélnících podepírající rám vozíčku. Mezi hlavní výhody patří výhodný průběh maximálního ohybového momentu, který působí v místech upevnění nápravy na rám vozíčku (viz. Obr. 51). Po zbývající délce nápravy působí zanedbatelný ohybový moment a také krouticí moment od pohonu elektromotorem. Protože maximální ohybový moment není konstantní po celé délce nosníku, zabýval jsem se myšlenkou použít v této variantě dutý hřídel. Po bližším zkoumání by tato varianta vyšla složitější a pracnější a bylo by na ní více

obráběcích operací. Toto řešení by sice zmenšilo hmotnost nápravy, ale při montáži by výsledná dutá náprava musela být slícována s hřídelemi, které prochází ložiskovými skříněmi. Následné svaření by znamenalo tepelné namáhání, po kterém by muselo následovat další tepelné zpracování po svaření, aby nedošlo ke změně pevnostních a mechanických vlastností materiálu nápravy. Na závěr by se celý svařenec nápravy musel překontrolovat na celkové házení. Mohlo by dojít k tomu, že by náprava při provozu vibrovala a tím by došlo k poškození vozíčku a ložiskových skříní.

Protože rozhodování pro tuto variantu je náročné a vyžadovalo by to složitou rozhodovací metodu a detailní cenovou kalkulaci jednotlivých druhů obrábění, doporučuji zůstat u varianty s plnou nápravou.

Další výhodou je že nepoháněná náprava neprochází pod celým vozíčkem, ale je jen v místě uložení v ložiskových skříních. Tím se sníží celková hmotnost vozíčku a rotační hmoty, které se musí roztáčet, sníží se i cena a zjednoduší se konstrukce.

Mezi nevýhody patří nutnost použití osmy ložiskových skříní místo čtyřech jako v předcházející variantě a také použití dalších dvou podélníků, na kterých je uložena rámová konstrukce ložné plochy.

7.3. Volba mezi konstrukčním řešením varianty „A“ nebo „B“

Pro hodnocení výhodnosti konstrukčního varianty „A“ nebo „B“, které jsou zatíženy stejnou hmotností nákladu a stejného rozchodu kol, použiji finanční hledisko a také životnost navrhovaných ložiskových skříní. Další hledisko je průběh a velikost maximálního ohybového momentu (viz. Obr. 48 a Obr. 51).

Cena varianty „A“:

Pro pořadové číslo 5 je hmotnostní zatížení 16000 kg a rozchod kol 2120 mm. Analyticky jsem vypočítal průměr nápravy 70 mm a použil ložiskovou skřín SYNT 70 F.

- Velikost maximálního ohybového momentu je 4223,89 N·m (viz. PŘÍLOHA č. 4).
- Cena ložiskové jednotky se soudečkovým ložiskem SYNT 70 F je 9 935,00 Kč [26]. Protože jsou nápravy uloženy do 4 ložiskových jednotek. Celková cena je 39 740,00 Kč.
- Přibližná cena materiálu 11 600 kruhové tyče o průměru 80 mm KR TYC 80 E335+SH H11 je 36,00 Kč za 1 kg [32].

Délka kruhové tyče nepoháněné nápravy je 2177 mm a s přídatkem na obrábění je délka 2185 mm. Hmotnost nápravy je přibližně 86,5 kg a cena je 3 111,70 Kč.

Délka kruhové tyče poháněné nápravy je 2328 mm. Hmotnost je přibližně 92 kg a cena je 3 315,30 Kč.

- Cena podélníku „I“ profilu velikost 160 mm z materiálu S235JR je 413,00 Kč za 1 m [32]. Délka profilu je 2500 mm a cena je 1 032,50 Kč. Za dva profily je cena 2 065,00 Kč.

Celková cena upevnění nápravy pro konstrukční řešení varianty „A“ je 48 232,00 Kč.

Základní trvanlivost ložiskové jednotky SYNT 70 F pro konstrukční řešení „A“ pořadové číslo 5 je 84492 hodin (viz. PŘÍLOHA č. 4).

Cena varianty B:

Pro pořadové číslo 5 je hmotnostní zatížení 16000 kg a rozchod kol 2120 mm. Analyticky jsem vypočítal průměr nápravy 50 mm a použil jsem ložiskovou skřín RSAO 50.

- Velikost maximálního ohybového momentu je 1669,99 N·m (viz. PŘÍLOHA č. 1).
- Cena ložiskové skříně RSAO 50 je 5 142,50 Kč [27]. Protože jsou nápravy uloženy do 8 ložiskových skříní, celková cena je 41 140,00 Kč.
- Přibližná cena materiálu 11 600 kruhové tyče o průměru 55 mm KR TYC 55 E335 GC+C H 9 je 33,00 Kč za 1 kg [32].

Délka kruhové tyče nepoháněné nápravy je 300 mm s přídatkem na obrábění je 310 mm. Hmotnost je přibližně 6,6 kg a cena je 217,80 Kč. Pro dva kusy je cena 435,60 Kč.

Délka kruhové tyče poháněné nápravy i s přídatkem na obrábění je 2540 mm. Hmotnost je přibližně 47,5 kg a cena je 1 567,20 Kč.

- Cena podélníku „U“ profilu velikosti 180 mm z materiálu S235JR délky 2500 mm je 470,00 Kč za 1 m a cena je 1 175,00 Kč [32]. Za čtyři profily je cena 4 700,00 Kč.

Celková cena upevnění nápravy varianty B je 47 842,80 Kč.

Základní trvanlivost ložiskové jednotky RSAO 50 pro konstrukční řešení „B“ pořadové číslo 5 je 12390 hodin (viz. PŘÍLOHA č. 4).

Podle předcházejících výpočtů je zřejmé, že varianta „B“ je jen o 389,20 Kč levnější než varianta „A“ a má ještě o 72102 hodin menší základní trvanlivost ložiskových skříní. I když je konstrukční varianta „A“ zatěžovaná větším ohybovým momentem, vzhledem k mnohem delší základní trvanlivosti ložiskových skříní doporučuji použít pro pořadové číslo 5 variantu „A“. Pro další pořadová čísla již bude výhodnější konstrukční varianta „B“.

7.4. Konstrukční řešení varianta „C“

Konstrukce této varianty je vhodná pro velká zatížení a velké rozměry přepravovaného břemene. Poháněná náprava je rozdělena na dvě části, které jsou spojeny pružnou spojkou. Tato spojka přenáší jen krouticí moment od elektromotoru pohonu vozíčku. Výhodou tohoto řešení je, že náprava není vyrobená v jednom kuse, a to usnadňuje manipulaci a montážní práce. Dělník při montáži nebo údržbě nepracuje s celou délkou nápravy ale jen s poloviční hmotností nápravy. Dále rozdělení nápravy na polovinu usnadňuje výrobu, protože se nemusí do obráběcího stroje upínat celá náprava ale jen její polovina. Nevýhodou je, že pojezd vozíčku je řešen na čtyřech kolejnicích a má čtyři samostatné nápravy, což prodražuje celou konstrukci a tím je i konstrukce složitější. Dále je složitější železniční svršek, protože přibýly dvě kolejnice navíc. Ohybový moment má svá maxima v místech uložení nápravy v ložiskových skříních, od kterých se ke středu nápravy snižuje na minimum.

7.5. Volba mezi konstrukčním řešením varianty „B“ nebo „C“

Pro hodnocení výhodnosti konstrukčního varianty „B“ nebo „C“, které jsou zatíženy stejnou hmotností nákladu a mají stejný rozchod kol, bylo použito opět finanční hledisko a také výsledná životnost navrhovaných ložiskových skříní. Další hledisko je průběh a velikost maximálního ohybového momentu (viz. Obr. 54 a Obr. 55)

Cena varianty „B“:

Pro pořadové číslo 12 je hmotnostní zatížení 55000 kg a rozchod kol 4570 mm. Pro takovýmto zatížením namáhanou nápravu byl vypočítán průměr 75 mm a bylo použito dělené stojaté ložiskové těleso FSNL 520-617, protože ložisková skříň RASE 75 nesplňovala hodnotu požadovaného radiálního zatížení.

- Velikost maximálního ohybového momentu je 5740,3 N·m (viz. PŘÍLOHA č. 2).
- Cena děleného stojatého ložiskového tělesa FSNL 520-617 je 6 557,00 Kč [26], protože jsou nápravy uloženy do 8 ložiskových skříní, celková cena je 52 456,00 Kč.
- Přibližná cena materiálu 11 600 kruhové tyče o průměru 80 mm KR TYC 80 E335+SH H11 je 36,00 Kč za 1 kg [32].

Délka kruhové tyče nepoháněné nápravy je 4987 mm a s přídatkem na obrábění je délka 4995 mm. Hmotnost nápravy je přibližně 197,2 kg a cena je 7 102,50 Kč.

Délka kruhové tyče poháněné nápravy je 4805 mm. Hmotnost je přibližně 189,5 kg a cena je 6825,50 Kč.

- Cena podélníku „U“ profilu velikost 300 mm z materiálu S235JR je 959,30 Kč za 1 m. Délka profilu je 3000 mm a cena je 2 877,90 Kč [33]. Za čtyři profily je cena 11 511,60 Kč.

Celková cena upevnění nápravy pro konstrukční řešení varianty „A“ je 77 895,60 Kč.

Základní trvanlivost ložiskové jednotky SYNT 75 LTS pro konstrukční řešení varianty „B“ pořadové číslo 12 je 52533 hodin (viz. PŘÍLOHA č. 4).

Cena varianty „C“:

Pro pořadové číslo 12 je hmotnostní zatížení 55000 kg a rozchod kol 5080 mm. Takovýmto zatížením namáhaná náprava má vypočítaný průměr 90 mm a použil jsem ložiskovou skříň SYNT 90 F.

- Velikost maximálního ohybového momentu je 7766,31 N·m (viz. PŘÍLOHA č. 3).
- Cena ložiskové skříně SYNT 90 F je 15 503,00 Kč [26]. Protože jsou nápravy uloženy do 8 ložiskových skříní, celková cena je 124 024,00 Kč.
- Přibližná cena materiálu 11 600 kruhové tyče o průměru 100 mm KR TYC 100 S355J2C+SH H11 je 34,50 Kč za 1 kg [32].

Délka kruhové tyče nepoháněné nápravy levé i pravé strany je 6100 mm s přídatkem na obrábění je 6110 mm. Hmotnost je přibližně 376,7 kg a cena je 12 996,30 Kč.

Délka kruhové tyče levé i pravé strany poháněné nápravy je 7030 mm s přídatkem na obrábění je 7040 mm. Hmotnost je přibližně 434 kg a cena je 14 974,46 Kč.

- Cena podélníku „U“ profilu velikosti 300 mm z materiálu S235JR délky 3000 mm je stejná jako u varianty „B“ a cena je 11 511,60 Kč.

Celková cena upevnění nápravy varianty „C“ je 163 476,36 Kč.

Základní trvanlivost ložiskové jednotky SYNT 90 F pro konstrukční řešení „C“ pořadové číslo 12 je 61495 hodin (viz. PŘÍLOHA č. 4).

Podle předcházejících výpočtů je zřejmé, že varianta „B“ je o 85 580,76 Kč levnější než varianta „C“, do které ještě není zahrnuta cena čtyř kol a pružné spojky, která spojuje poháněnou nápravu. Varianta „B“ má o 8962 hodin nižší životnost ložiskových skříní. Konstrukční varianta „B“ má jednodušší konstrukci, dále je tato varianta zatěžovaná menším ohybovým momentem a základní trvanlivost ložiskových skříní je srovnatelná s variantou „C“. Proto doporučuji použít pro pořadové číslo 12 a 13 konstrukční variantu „B“.

7.6. Výsledné hodnoty průměrů náprav

V následující tabulce jsou pro všech 13 zatížení uvedeny vypočítané hodnoty pro zadané hmotnosti a rozchody kol.

Tab. 7 Výsledné vypočítané hodnoty průměrů náprav a životností ložisek

Pořadové číslo	Doporučená varianta	Celková hmotnost	Rozchod kol	Velikost balíku	Průměr nápravy	Životnost ložiska
1.	Konstrukční varianta „A“	4000 kg	1410 mm	1900 mm	45 mm	14158 hod.
2.		4000 kg	1630 mm	2250 mm	45 mm	14158 hod.
3.		11000 kg	1800 mm	2500 mm	60 mm	150381 hod.
4.		11000 kg	1920 mm	2700 mm	60 mm	150381 hod.
5.		16000 kg	2120 mm	3000 mm	70 mm	84492 hod.
6.	Konstrukční varianta „B“	16000 kg	2250 mm	3200 mm	50 mm	12390 hod.
7.		16000 kg	2630 mm	3800 mm	50 mm	12390 hod.
8.		24000 kg	3080 mm	4500 mm	60 mm	84492 hod.
9.		24000 kg	3470 mm	5100 mm	60 mm	84492 hod.
10.		36000 kg	3860 mm	5700 mm	65 mm	58906 hod.
11.		36000 kg	4250 mm	6300 mm	65 mm	58906 hod.
12.		55000 kg	4570 mm	6800 mm	75 mm	52533 hod.
13.		55000 kg	5080 mm	7600 mm	75 mm	52533 hod.

8. Závěr

Cílem mé bakalářské práce bylo podle požadavků od firmy Siempelkamp navrhnout pro stanovená zatížení nejvhodnější konstrukční variantu. Provést analytický výpočet pro zjištění průměrů jednotlivých náprav zatížených od hmotnosti nákladu a hmotnosti samotného vozíčku. Dále provést kontrolu vozíčku o nosnosti 6000 kg v CAD systému Autodesk Inventor metodou konečných prvků a zjistit, jakým způsobem ovlivňuje namáhání nápravy. Nakonec provést návrh jednotlivých ložiskových skříní od firmy INA a vypočítat jejich životnost.

Při vypracování práce jsem používal materiály a cenné zkušenosti firmy Siempelkamp, pro kterou má sloužit tato bakalářská práce jako porovnání s již skutečně vypracovanými kolejovými vozíčky, jestli není možná konstrukční změna pro zlepšení stávajícího stavu. Nezbytné pro návrh kolejového vozíčku jsou vstupní data a informace, které jsem získal od zadavatele práce, díky kterým jsem si mohl vyzkoušet spolupráci se strojírenským podnikem, což se mi bude hodit v budoucí praxi. Tyto návrhy byly zpracovány podle požadavků zadavatele této práce, který specifikoval zatížení kolejového vozíčku, rozchody kol a další provozní požadavky, které daly celé práci hlavní myšlenku a směr.

Tato práce se v úvodu zabývá řešerší stávajícího konstrukčního řešení a popisem tří používaných variant. V další části jsem teoreticky popsal zatížení, kterými jsou kolejové vozíčky zatěžovány a namáhány při provozu. V CAD systému Autodesk Inventor jsem metodou konečných prvků vyšetřil, jakým způsobem zatížení ovlivňuje namáhání nápravy a pro analytický výpočet mohu použít to, že náprava je namáhána pouze statickým zatížením. Pro stanovená zatížení jsem provedl analytické výpočty a dimenzování náprav a vypočítal životnost ložiskových skříní. Analytické výpočty průměrů náprav, jsem prováděl pomocí tabulkového procesoru Microsoft Excel, který je přiložený k této práci. Textová část těchto analytických výpočtů a výpočty ložiskových skříní od firem INA a SKF jsou přiložené ve vevázané příloze. Poté jsem na základě zjištěných informací vybral nejvhodnější varianty pro zadaná zatížení a stanovil průměry náprav pro všech 13 zadaných hmotností balíků dřevotřískových desek a rozchody kol. Volba nejvhodnější varianty probíhala na základě finančního hlediska a podle výhodnosti konstrukční varianty a dále podle průběhu maximálního ohybového momentu a základní trvanlivosti ložiskových skříní.

Tato práce bude přínosem pro firmu Siempelkamp, protože navrhovaná konstrukční řešení budou zlepšením stávajícího stavu, který se využije ve výrobě kolejových vozíčků. Další přínos této práce jsou výpočty v tabulkovém procesoru Microsoft Excel, kde pro zadané zatížení a materiálovou konstantu je vypočítán průměr nápravy a redukované napětí. Tato práce bude sloužit všem čtenářům a všem uživatelům tabulkového procesoru Microsoft Excel pro snadný výpočet náprav kolejových vozíčků a určitě se uplatní v odborné praxi ve firmě Siempelkamp Handling Systeme Bohemia s.r.o.

Seznam použité literatury:

- [1] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Vyd. 1. Bratislava: Alfa, 1979. 454 s.
- [2] LATA, Michael. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Vyd. 1. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004, 208 s. ISBN 80-7194-696-6.
- [3] KALINČÁK, Daniel. *Kolajové vozidlá: riešené príklady*. Vyd. 1. V Žiline: EDIS - vydavateľstvo ŽU, 2004. 173 s. ISBN 80-8070-352-3.
- [4] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla II*. Vyd. 1. V Plzni: Západočeská univerzita, 2009, 391 s. ISBN 978-80-7043-641-7.
- [5] DOSTÁL, Josef a Petr HELLER. *Kolejová vozidla I*. Vyd. 1. V Plzni: Západočeská univerzita, 2007, 119 s. ISBN 978-80-7043-520-5.
- [6] ČSN EN 13104+A2. *Železniční aplikace - Dvojkolí a podvozky - Nápravy hnacích dvojkolí - Metoda návrhu*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013.
- [7] ČSN EN 13749. *Železniční aplikace – Dvojkolí a podvozky. Metoda specifikování konstrukčních požadavků na rámy podvozků*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, říjen 2011.

Internetové zdroje:

- [8] *G. Siempelkamp GMBH & CO. KG. Bei Siempelkamp trifft Innovation auf Tradition– für die optimale Kundenlösung*. Siempelkamp[online] Krefeld: Siempelkamp, © Copyright G. Siempelkamp GmbH & Co.KG [cit. 2016-04-26]. Dostupný z: <http://www.siempelkamp.com/index.php?id=2284&L=1>
- [9] Sídlo společnosti Siempelkamp. In: *Siempelkamp: Siempelkamp Maschinen- und Anlagenbau* [online]. Krefeld: Siempelkamp [cit. 2016-04-08]. Dostupné z: <http://www.siempelkamp.com/index.php?id=717&L=1>
- [10] Formátovací linka. In: *Siempelkamp: Siempelkamp Maschinen- und Anlagenbau* [online]. Krefeld: Siempelkamp [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: <http://www.siempelkamp.com/index.php?id=740&L=1>
- [11] Linka ContiRoll. In: *Siempelkamp: Siempelkamp Maschinen- und Anlagenbau* [online]. Krefeld: Siempelkamp [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: <http://www.siempelkamp.com/index.php?id=1761&L=1>
- [12] Převážný vozík. In: *Siempelkamp: Siempelkamp Maschinen- und Anlagenbau* [online]. Krefeld: Siempelkamp [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.siempelkamp.com/index.php?id=1726&L=1>
- [13] Výroba turbín. In: *Siempelkamp: Siempelkamp Maschinen- und Anlagenbau* [online]. Krefeld: Siempelkamp [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.siempelkamp.com/index.php?id=805&L=1>

- [14] Vřetenový lis. In: *Siempelkamp: Siempelkamp Maschinen- und Anlagenbau* [online]. Krefeld: Siempelkamp [cit. 2016-04-20]. Dostupné z: <http://www.siempelkamp.com/index.php?id=810&L=1>
- [15] Kovací lis. In: *Siempelkamp: Siempelkamp Maschinen- und Anlagenbau* [online]. Krefeld: Siempelkamp [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.siempelkamp.com/index.php?id=806&L=1>
- [16] Ohraňovací lis. In: *Siempelkamp: Siempelkamp Maschinen- und Anlagenbau* [online]. Krefeld: Siempelkamp [cit. 2016-05-01]. Dostupné z: <http://www.siempelkamp.com/index.php?id=817&L=1>
- [17] Lis na tváření potrubí. In: *Siempelkamp: Siempelkamp Maschinen- und Anlagenbau* [online]. Krefeld: Siempelkamp [cit. 2016-04-09]. Dostupné z: <http://www.siempelkamp.com/index.php?id=816&L=1>
- [18] Lis na pásové dopravníky. In: *Siempelkamp: Siempelkamp Maschinen- und Anlagenbau* [online]. Krefeld: Siempelkamp [cit. 2016-04-09]. Dostupné z: <http://www.siempelkamp.com/index.php?id=734&L=1>
- [19] Lis na pásové dopravníky. In: *Siempelkamp: Siempelkamp Maschinen- und Anlagenbau* [online]. Krefeld: Siempelkamp [cit. 2016-04-09]. Dostupné z: <http://www.siempelkamp.com/index.php?id=1722&L=1>
- [20] Ložisková skříň INA. *Schaeffler, CZ s.r.o.* In: [online]. © 2016 Schaeffler, CZ s.r.o. [cit. 2016-04-25]. Dostupný z: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/shared_media/05_products_services/rolling_bearings/housing_units/take-up_housing_units/000191A5.jpg
- [21] Kuželočelní převodový motor. *Sew-Eurodrive. CZ.* In: [online]. © 2015 Sew-Eurodrive. CZ [cit. 2016-04-25]. Dostupný z: <http://www.prevodovemotory.cz/galerie/>
- [22] Čelní převodové motory. *Sew-Eurodrive. CZ.* In: [online]. © 2015 Sew-Eurodrive. CZ [cit. 2016-04-18]. Dostupný z: <http://www.elektromotory.sk/obchod/celne-prevodove-motory-sew-eurodrive/>
- [23] Plochý - čelní převodový motor. *Sew-Eurodrive. CZ.* In: [online]. © 2015 Sew-Eurodrive. CZ [cit. 2016-04-10]. Dostupný z: <http://www.sew-eurodrive.cz/produkt/system-solutions-with-servo-gearmotors.htm>
- [24] *Mitcalc. Mechanical, Industrial and Technical Calculations.* *Mitcalc* [online]. Děčín: Mitcalc, © 2003-2016 [cit. 2016-04-20]. Dostupný z: <http://www.mitcalc.cz/doc/bearings/help/cz/bearingfag.htm>
- [25] *SKF. SKF Group-Ložiska a jednotky, Řešení mazání, Mechatronika, Těsnění, Služby, Bezdemontážní diagnostika, Lineární pohyb-SKF.com.* *SKF* [online]. © COPYRIGHT Göteborg: SKF, [cit. 2016-04-21]. Dostupný z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/roller-bearing-units/plummer-block-roller-bearing-units/metric-shafts/index.html>
- [26] *Schaeffler Group. Schaeffler International. Schaeffler Group* [online]. Herzogenaurach: Schaeffler Group, © Schaeffler AG [cit. 2016 - 04 - 21]. Dostupný z: <http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br/PASE?#PASE>
- [27] *Eshop-loziska.CZ. Ceník ložisek SKF. Eshop-loziska.CZ* [online]. [cit. 2016-04-21]. Dostupný z: <http://www.eshop-loziska.cz/vyhledavani/?string=synt>

- [28] *Prodej ložisek. Cena ložiska RSAO 50. Prodej ložisek, s.r.o.* [online]. [cit. 2016-04-21]. Dostupný z: <http://www.zkl-loziska.cz/Vyrobky-info/INA/loziskoina/RSAO50/>
- [29] *Schaeffler Group. Schaeffler International. Schaeffler Group* [online]. Herzogenaurach: Schaeffler Group, © Schaeffler AG [cit. 2016 - 04 - 21]. Dostupný z: <http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br/RSAO?#RSAO>
- [30] *Schaeffler Group. Schaeffler International. Schaeffler Group* [online]. Herzogenaurach: Schaeffler Group, © Schaeffler AG [cit. 2016 - 04 - 21]. Dostupný z: <http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br/RASE?#RASE>
- [31] *Schaeffler Group. Schaeffler International. Schaeffler Group* [online]. Herzogenaurach: Schaeffler Group, © Schaeffler AG [cit. 2016 - 04 - 21]. Dostupný z: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/prs.pdf
- [32] *Ferona, a.s. - Praha. Ceník - Ocel profilová - tažená za studena. Ferona, a.s.* [online]. © 2015 [cit. 2016 - 04 - 08]. Dostupný z: <http://www.ferona.cz/cze/maloprodejny/praha.php>
- [33] *Trimot s.r.o. Kari síť-roxory-profilý. Trimot s.r.o.* [online]. © 2015 [cit. 2016-04-08]. Dostupný z: <http://www.kari-site-roxory.cz/hutni-material/eshop/5-1-U-profilý/0/5/125-U-profil-300-S235JR>

Použité programy:

AUTODESK. *Autodesk Inventor Profesional 2014* [software]. [přístup 2015-06-15]. Dostupné z: <http://www.autodesk.com/education/free-software/featured>. Požadavky na systém: Processor Intel® Core™ i5-3210M CPU @ 2,50 GHz 2,50 GHz, 8,00 GB RAM, 886 GB volného místa na pevném disku, Windows 7 Home Premium, Service Pack 1 nebo vyšší.

Microsoft Word 2010

Microsoft Excel 2010

Seznam obrázků:

Obr. 1 Závod Simpelkamp v Krefeldu [9]	4
Obr. 2 Formovací linka [10].....	5
Obr. 3 Linka ContiRoll [11]	5
Obr. 4 Přepravní vozíčky firmy Simpelkamp [12].....	5
Obr. 5 Turbína leteckého motoru [13]	6
Obr. 6 Turbína v elektrárenském průmyslu [13].....	6
Obr. 7 Vřetenový lis [14]	6
Obr. 8 Lis pro volné kování [15].....	6
Obr. 9 Ohraňovací lis [16].....	6
Obr. 10 Lis na potrubí [17].....	6
Obr. 11 Lis na výrobu dopravníkových pásů [8]	7
Obr. 12 Lis na výrobu dopravníkových pásů [18]	7
Obr. 13 Popis konstrukce kolejového vozíčku.....	8
Obr. 14 Ložná plocha kolejového vozíčku.....	8
Obr. 15 Řetězový převod ložné plochy válečkového dopravníku	9
Obr. 16 Kuželočelní převodové motory řady K [21]	10
Obr. 17 Plochy - čelní převodový motor [23]	10
Obr. 18 Upevnění nepoháněné nápravy	10
Obr. 19 Upevnění kola svěrným upínacím kroužkem.....	10
Obr. 20 Rozměry koleje	11
Obr. 21 Průřez uložením koleje.....	11
Obr. 22 Kolo vozíčku	11
Obr. 23 Konstrukční varianta „A“	12
Obr. 24 Uložení nápravy u konstrukční varianty „A“	12
Obr. 25 Konstrukční varianta „B“	12
Obr. 26 Uložení nápravy u konstrukční varianty „B“	12
Obr. 27 Konstrukční varianta „C“	13
Obr. 28 Čelní převodový motor pohonu válečkového dopravníku [22]	14
Obr. 29 Uspořádání pro zatěžování podélníků podvozku [7]	15
Obr. 30 3D Model rámu vozíčku	18
Obr. 31 Čtvrtinový model rámu vozíčku	19
Obr. 32 Detail modelu po zasíťování	19
Obr. 33 Zatížení jednou silou	19
Obr. 34 Zobrazení výsledků posunutí na modelu	20
Obr. 35 Zobrazení výsledků napětí na modelu	20
Obr. 36 Zobrazení maximálního napětí na modelu.....	20
Obr. 37 Detail maximálního napětí	20
Obr. 38 Čtvrtinový výpočtový model	21
Obr. 39 Zatížení modelu spojitým zatížením	21
Obr. 40 Zobrazení výsledků posunutí na modelu	21
Obr. 41 Zobrazení výsledků napětí na modelu	22
Obr. 42 Zobrazení maximálního napětí na modelu.....	22
Obr. 43 Detail maximálního napětí	22
Obr. 44 Ohybový moment od sil vyvolanými vypružením [6]	23
Obr. 45 Ohybový moment vyvolaný brzděním [6]	24
Obr. 46 Rozměry nápravy pro konstrukční variantu „A“	26

Obr. 47 Schématický nákres konstrukční varianty „A“	27
Obr. 48 Průběh posouvající síly a ohybového momentu u konstrukční varianty „A“	27
Obr. 49 Rozměry nápravy pro konstrukční varianty „B“	28
Obr. 50 Schématický nákres konstrukční varianty „B“	28
Obr. 51 Průběh posouvající síly a ohybového momentu u konstrukční varianty „B“	29
Obr. 52 Rozměry náprav pro konstrukční variantu „C“	30
Obr. 53 Schématický nákres konstrukční varianty „C“	30
Obr. 54 Průběh posouvající síly a ohybového momentu u konstrukční varianty „C“ levá strana nápravy	30
Obr. 55 Průběh posouvající síly a ohybového momentu u konstrukční varianty „C“ pravá strana nápravy	31
Obr. 56 Vazby a silové účinky na nápravu variantu „A“	45
Obr. 57 Průběh posouvající síly variantu „A“	48
Obr. 58 Průběh maximálního ohybového momentu variantu „A“	48
Obr. 59 Zatížení nápravy krutem, stříhem a ohybem.....	50
Obr. 60 Obrázek nápravy konstrukční varianty „A“ pro zatížení 24000 Kg	51
Obr. 61 Vazba a účinky na nápravu konstrukční variantu „B“	62
Obr. 62 Průběh posouvající síly variantu „B“	67
Obr. 63 Průběh maximálního ohybového momentu variantu „B“	67
Obr. 64 Výpočtový model konstrukční varianty „C“	96
Obr. 65 Průběh posouvající síly variantu „C“ levá strana.....	100
Obr. 66 Průběh maximálního ohybového momentu variantu „C“ levá strana	100
Obr. 67 Průběh posouvající síly variantu „C“ pravá strana.....	105
Obr. 68 Průběh maximálního ohybového momentu variantu „C“ pravá strana.....	105
Obr. 69 Ložisková skříň INA [18]	112

Seznam tabulek:

Tab. 1 Hodnoty zatížení	4
Tab. 2 Rozchody kol	4
Tab. 3 Hlavní rozměry voziček.....	13
Tab. 4 Zatížení rámu setrvačnými silami [4]	17
Tab. 5 Mechanické vlastnosti konstrukční oceli 11375	18
Tab. 6 Přiřazení zatížení jednotlivým rozchodům kol	26
Tab. 7 Výsledné vypočítané hodnoty průměrů náprav a životností ložisek.....	37

PŘÍLOHA č. 1

Analytické výpočty průměrů náprav pro konstrukční variantu „A“

1. Analytický výpočet konstrukční varianty „A“

1.1. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 1.

Dáno:

Hmotnost nákladu..... $m_1 = 1000\text{kg}$

Hmotnost vozíčku..... $m_2 = 3000\text{kg}$

Rozměry nápravy:

Rozchod kol = 1410 mm = 1,41 m

$a = 107,5\text{ mm} = 0,1075\text{ m}$

$b = 1252\text{ mm} = 1,252\text{ m}$

$c = 107,5\text{ mm} = 0,1075\text{ m}$

$d = 141\text{ mm} = 0,141\text{ m}$

$l = a + b + c + d = 1608\text{ mm} = 1,608\text{ m}$

Celková síla:

$$F = (m_1 + m_2) \cdot g$$

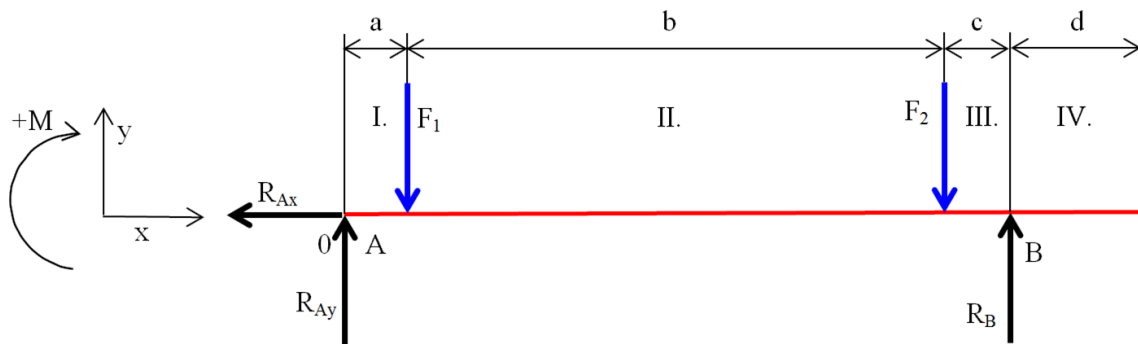
$$F = (1000 + 3000) \cdot 9,823 = 39292\text{ N}$$

$$F = 39292\text{ N}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = \frac{F}{4} = \frac{39292}{4} = 9823\text{ N}$$

$$F_1 = F_2 = 9823\text{ N}$$



Obr. 56 Vazby a silové účinky na nápravu varianta „A“

1.1.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y.

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0: \quad R_{Ax} = 0$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0: \quad R_{Ay} - F_1 - F_2 + R_B = 0$$

$$R_{Ay} = F_1 + F_2 - R_B$$

Z momentové podmínky k bodu A jsem vypočítal reakci R_B .

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0: \quad -R_B \cdot (a + b + c) + F_2 \cdot (a + b) + F_1 \cdot a = 0$$

$$R_B = \frac{F_1 \cdot a + F_2 \cdot (a + b)}{a + b + c}$$

$$R_B = \frac{9823 \cdot 0,1075 + 9823 \cdot (0,1075 + 1,642)}{1,857}$$

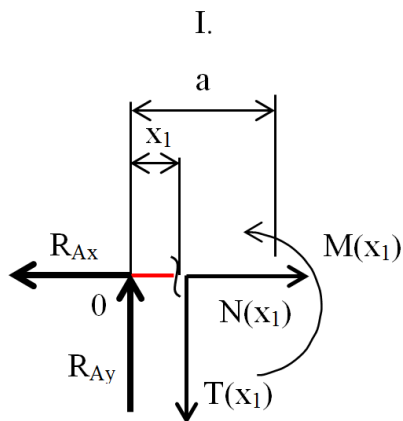
$$R_B = \frac{1055,97 + 17185,33}{1,857} = \frac{18241,311}{1,857} = 9823 \text{ N}$$

$$R_B = 9823 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = F_1 + F_2 - R_B = 9823 + 9823 - 9823$$

$$R_{Ay} = 9823 \text{ N}$$

Pole I:



$$x_1 \in \langle 0; a \rangle$$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) - R_{Ax} = 0$$

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli I:

$$T(x_1) - R_{Ay} = 0$$

$$T(x_1) = R_{Ay} = 9823 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

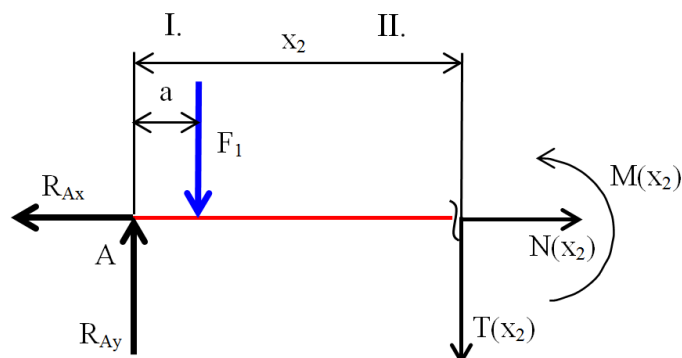
$$M(x_1) = R_{Ay} \cdot x_1$$

$$M(x_1 = 0) = 0$$

$$M(x_1 = a) = R_{Ay} \cdot a = 9823 \cdot 0,1075$$

$$M(x_1 = a) = 1055,97 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II:



$$x_2 \in \langle a; a + b \rangle$$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = 0$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) - R_{Ay} + F_1 - R_{Ay} = 0$$

$$T(x_2) = R_{Ay} - F_1 = 9823 - 9823$$

$$T(x_2) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2) = R_{Ay} \cdot x_2 - F_1 \cdot (x_2 - a)$$

$$M(x_1 = a) = R_{Ay} \cdot a - F_1 \cdot (a - a) = 9823 \cdot 0,1075$$

$$M(x_1 = a) = 1055,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

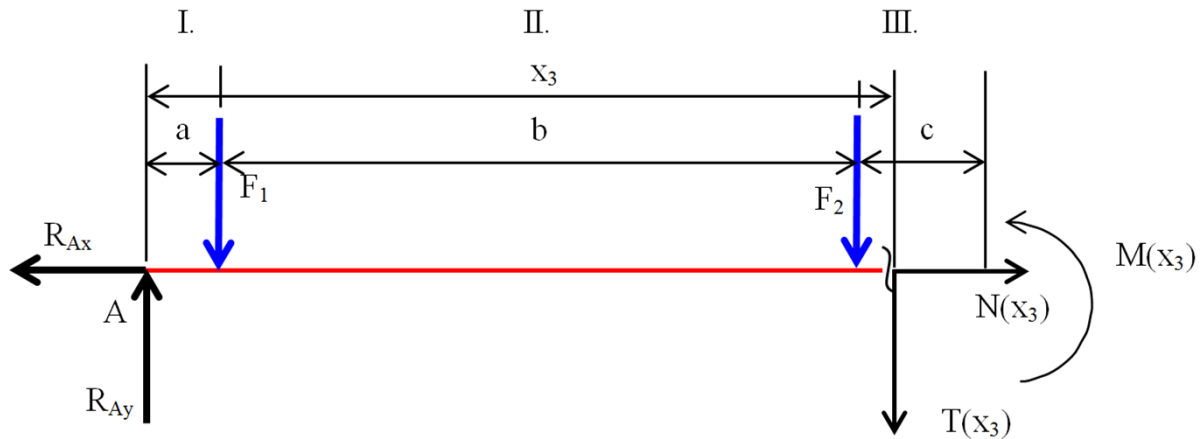
$$M(x_1 = a + b) = R_{Ay} \cdot (a + b) - F_1 \cdot (a + b - a)$$

$$M(x_1 = a + b) = 9823 \cdot (0,1075 + 1,642) - 9823 \cdot 1,642$$

$$M(x_1 = a + b) = 17185 - 16129 = 1055,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_1 = a + b) = 1055,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III:



$$x_3 \in (a + b; a + b + c)$$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) - R_{Ay} + F_1 + F_2 = 0$$

$$T(x_3) = R_{Ay} - F_1 - F_2 = 9823 - 9823 - 9823 = -9823 \text{ N}$$

$$T(x_3) = -9823 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3) = R_{Ay} \cdot x_3 - F_1 \cdot (x_3 - a) - F_2 \cdot (x_3 - a - b)$$

$$M(x_3 = a + b) = R_{Ay} \cdot (a + b) - F_1 \cdot b$$

$$M(x_3 = a + b) = 9,823 \cdot (0,1075 + 1,642) - 9,823 \cdot 1,642 = 1055,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b) = 1055,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b + c) = R_{Ay} \cdot l - F_1 \cdot (l - a) - F_2 \cdot (l - a - b)$$

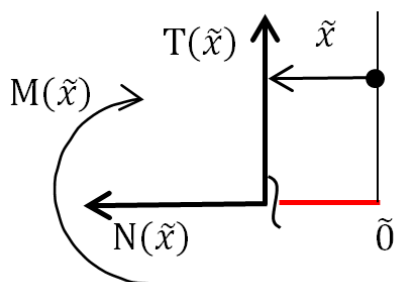
$$M(x_3 = a + b + c) = R_{Ay} \cdot l + F_1 \cdot (b + c) - F_2 \cdot c$$

$$M(x_3 = a + b + c) = 9823 \cdot 1,857 - 9823 \cdot (1,642 + 0,1075) - 9823 \cdot 0,1075$$

$$M(x_3 = a + b + c) = 18241311 - 1718533 - 9823 \cdot 0,1075$$

$$M(x_3 = a + b + c) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole IV:



$$\tilde{x} \in \langle 0; d \rangle$$

Výpočet síly do osy x:

$$N_{(\tilde{x})} = 0$$

Výpočet posuvné síly v poli VI:

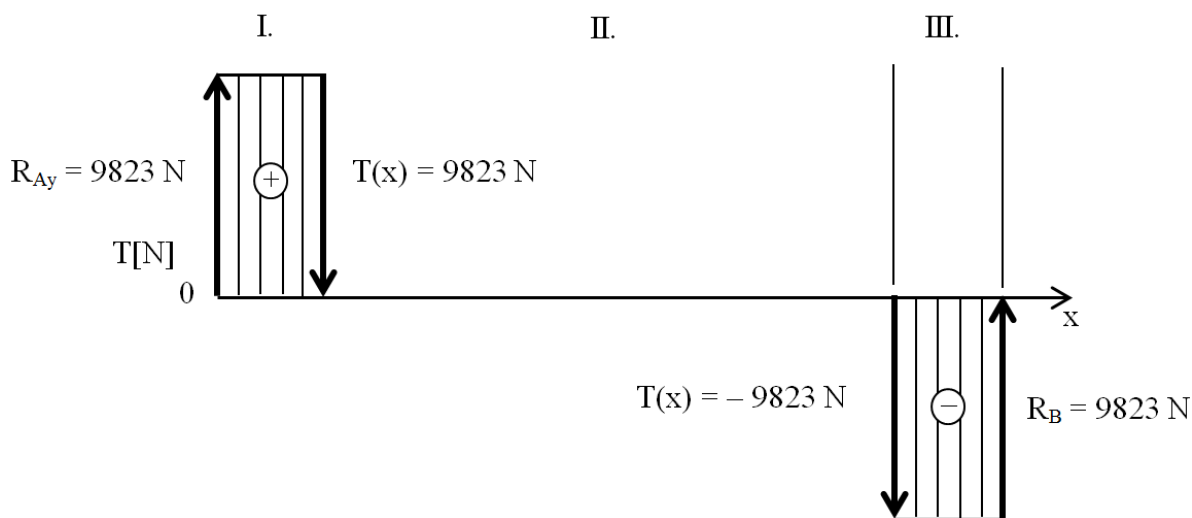
$$T_{(\tilde{x})} = 0$$

Výpočet ohybového momentu v poli VI:

$$M_{(\tilde{x})} = M_{(\tilde{x}=0)} = M_{(\tilde{x}=f)} = 0$$

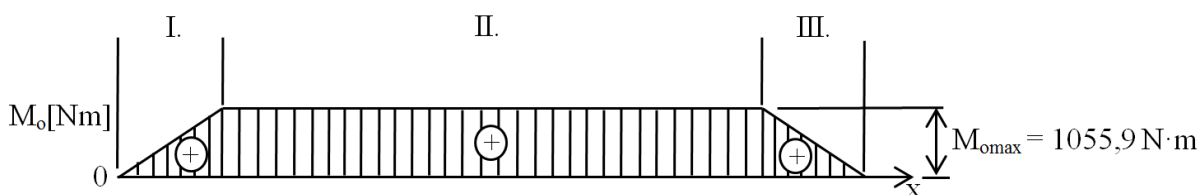
1.1.2. Průběh posouvající síly a ohybového momentu

Průběh posouvající síly:



Obr. 57 Průběh posouvající síly varianta „A“

Průběh ohybového momentu:



Obr. 58 Průběh maximálního ohybového momentu varianta „A“

1.1.3. Předběžný výpočet průměru hřídele

Z grafu na Obr. 58 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí v poli II. a má hodnotu 1055,9 N·m.

Pevnostní podmínka pro ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} \leq \sigma_D; \quad W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32}.$$

Dovolené napětí:

Volba materiálu:

ČSN 11600 \Rightarrow Re = 315 MPa

Bezpečnost k mezi kluzu:

$k_k = (1,5 \div 2,5) \Rightarrow$ volím k = 2

Maximální ohybový moment:

$$M_{\text{omax}} = 1055,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{\text{D}} = \frac{R_e}{k_k} = \frac{315}{2} = 157 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} = \frac{M_{\text{omax}}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_{\text{omax}}}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{\text{D}}$$

Předběžný výpočet průměru nápravy pro namáhání od ohybového momentu.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1055,9}{\pi \cdot 157 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{33791,12}{493230046,6}} = \sqrt[3]{6,85 \cdot 10^{-5}} = 0,0409 \text{ m}$$

$$d = 40,9 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } \varnothing 45 \text{ mm}$$

1.1.4. Návrh průměru nepoháněné nápravy

Nepoháněná náprava je uložena v rámu vozíčku stejným způsobem jako poháněná a zatížení je také totožné. Náprava není namáhána krutem od elektromotoru, který pohání pojezd kolejového vozíčku, proto průměr této nápravy je stejný jako průměr poháněné nápravy namáhané jen maximálním ohybovým momentem, a to 40,9 mm. S ohledem na výrobce ložiskových skříní od firmy INA jsem zvolil průměr nápravy 45 mm a ložisko PASE 45.

1.1.5. Návrh průměru nápravy namáhané krutem

Dáno: $v = 40 \text{ m/min}$
 $d_{\text{kola}} = 250 \text{ mm} = 0,25 \text{ m}$

Podle navrženého průměru nápravy stanovím průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru.

$$d = 35 \text{ mm} = 0,035 \text{ m}$$

Obvod kola:

$$o = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,25 = 0,785 \text{ m}$$

Výpočet otáček:

$$n = \frac{v}{o} = \frac{40}{0,785} = 50,95 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

Pro dosažení rychlosti 40 m/min je potřeba minimálně 51 ot/min.

Výpočet krouticího momentu:

$$\tau_{\text{D}} = \frac{\sigma_{\text{D}}}{2} = \frac{157}{2} = 78,5 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{\text{D}}, \quad W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16}, \quad \tau = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{\text{D}}$$

$$M_k = \frac{\tau_{\text{D}} \cdot \pi \cdot d^3}{16} = \frac{78,5 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,035^3}{16} = \frac{8081,747}{16} = 660,85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může přenést náprava, má hodnotu 660 N·m.

Výpočet dostačujícího příkonu:

$$P = M_k \cdot \omega, \quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \Rightarrow P = \frac{M_k \cdot \pi \cdot n}{30}$$

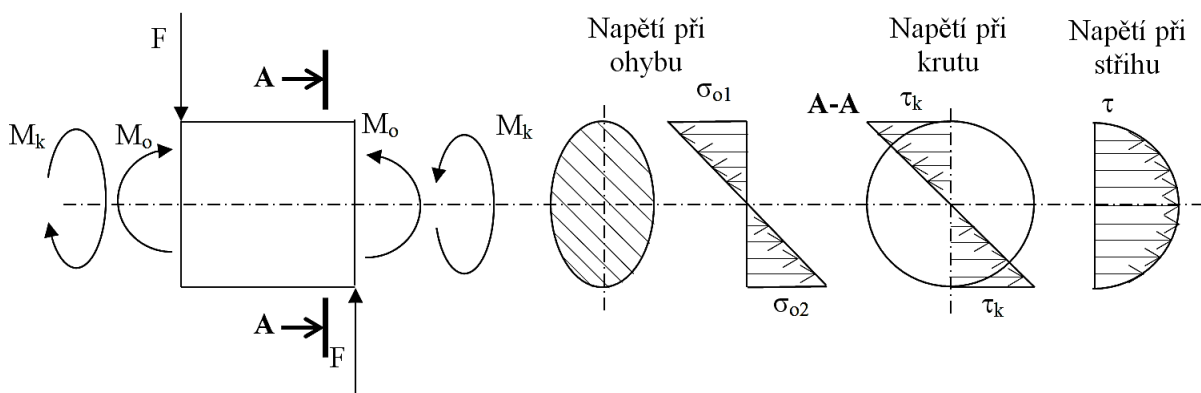
$$P = \frac{M_k \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{660 \cdot \pi \cdot 51}{30} = 3529,4 \text{ W} = 3,5 \text{ kW}$$

$$P = 3,5 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozíčku postačuje 3,5 kW.

1.1.6. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

Pro výpočet průměru nápravy zatížené od ohybového momentu od hmotnosti nákladu a krouticího momentu od elektromotoru, které působí v poli I, II a III z analýzy napjatosti vyplývá, že jde o rovinnou napjatost. Namáhání od hmotnosti nákladu a hmotnosti vozíčku, které zatěžuje nápravu stříhem je v krajních vláknech nulové.



Obr. 59 Zatížení nápravy krutem, stříhem a ohybem

Nejvíce jsou namáhány dva body, které jsou nejvzdálenější od neutrální osy ohybu. Zde bude ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{M_{o\max}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}};$$

a smykové napětí od krutu

$$\tau = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3};$$

obě napětí působí v rovině průřezu. Spolu se sdruženým smykovým napětím se jedná o rovinnou napjatost. Pro dimenzování použijí Guestovu podmínku pevnosti.

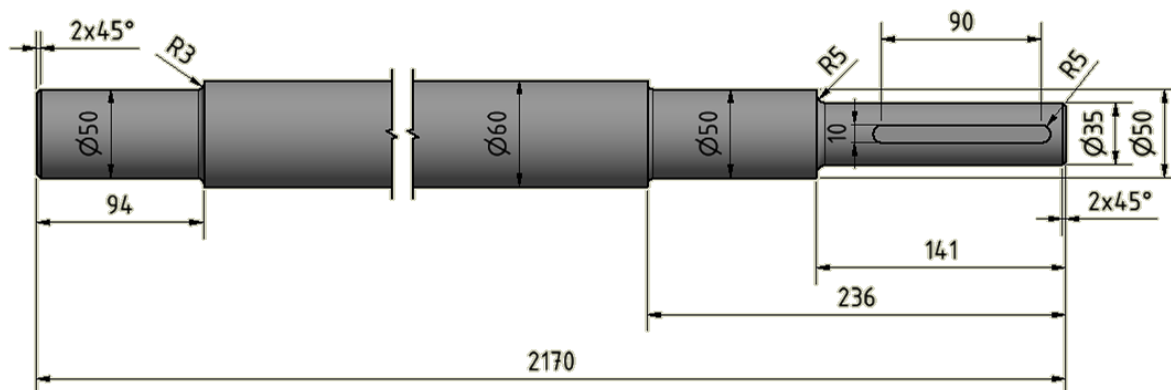
$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + (2 \cdot \tau)^2} \leq \sigma_D$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_{o\max}}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 1055,9}{\pi \cdot 0,045^3}\right)^2 + \left(\frac{32 \cdot 660,85}{\pi \cdot 0,045^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\left(\frac{33788,8}{2,862 \cdot 10^{-4}}\right)^2 + \left(\frac{21147,2}{2,862 \cdot 10^{-4}}\right)^2} = \sqrt{1,3930 \cdot 10^{16} + 5,4427 \cdot 10^{15}}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 139194913,7 = 139,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka vyhovuje.}$$



Obr. 60 Obrázek nápravy konstrukční varianty „A“ pro zatížení 24000 Kg

1.1.7. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

Z grafu na Obr. 57 je patrné, že největší posuvná síla působí v I a II poli a má vypočítanou hodnotu 9,823 kN.

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{T}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_D = \frac{\sigma_D}{2}$$

$$\tau_D = \frac{\sigma_D}{2} = \frac{120}{2} = 60 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{T}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4 \cdot 9823}{\pi \cdot 0,045^2} = \frac{39292}{6,3617 \cdot 10^{-3}} = 6176336,5 \text{ Pa} = 6,1 \text{ MPa}$$

$\tau \leq \tau_D \Rightarrow$ Průměr nápravy vyhovuje.

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko PASE 45 a volím průměr nápravy 45 mm.

1.2. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 2.

Dáno:

Hmotnost nákladu..... $m_1 = 1000 \text{ kg}$

Hmotnost vozíčku..... $m_2 = 3000 \text{ kg}$

Rozměry nápravy:

Rozchod kol = 1630 mm = 1,63 m

$l = a + b + c = 1687 \text{ mm} = 1,687 \text{ m}$

$a = 107,5 \text{ mm} = 0,1075 \text{ m}$

$b = 1472 \text{ mm} = 1,472 \text{ m}$

$c = 107,5 \text{ mm} = 0,1075 \text{ m}$

Celková síla:

$$F = 39292 \text{ N}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = 9823 \text{ N} = 9,823 \text{ kN}$$

1.2.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0: \quad R_{Ax} = 0$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0: \quad R_{Ay} = 9,823 \text{ kN}$$

$$R_B = 9,823 \text{ kN}$$

Pole I: $x_1 \in \langle 0; a \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli I:

$$T(x_1) = R_{Ay} = 9,823 \text{ kN}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M(x_1 = 0) = 0 \text{ N}$$

$$M(x_1 = a) = 1055,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II: $x_2 \in \langle a; a + b \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2 = a) = 1055,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a + b) = 1055,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) = -9823 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3 = a + b) = 1,056 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = l) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Z výpočtů je patrné, že velikost posouvající síly a velikost maximálního ohybu je stejná jako u předcházejícího případu proto byl zvolen předběžný průměr nápravy 45 mm.

1.2.2. Návrh průměru nepoháněné nápravy

Nepoháněná náprava namáhaná jen maximálním ohybovým momentem má průměr 40,5 mm. S ohledem na výrobce ložiskových skříní od firmy INA byl zvolen průměr nápravy 45 mm a ložisko PASE 45.

1.2.3. Návrh průměru nápravy namáhané krutem

Vstupní parametry jsou stejné jako v předcházejícím případě a stanovený průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru, je také stejný $d = 35$ mm. Výpočet minimálních otáček pro dosažení rychlosti 40 m/min je 51 ot/min.

Krouticí moment:

$$M_k = 660,85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může přenést náprava má hodnotu 660 N·m.

Výpočet postačujícího příkon:

$$P = 3,5 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozičku postačuje 3,5 kW.

1.2.4. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

Zatížení nápravy je stejné jako v předcházejícím případě proto i výpočet redukovaného napětí je stejný jako v předcházejícím případě a má hodnotu:

$$\sigma_{\text{red}} = 139194913,7 = 139,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka vyhovuje.}$$

1.2.5. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

Z grafu na Obr. 57 je patrné, že největší posuvná síla působí v I a II poli a má vypočítanou hodnotu 9,823 kN.

$$\tau = \frac{T}{A} = 6176336,5 \text{ Pa} = 6,1 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \tau_D \Rightarrow \text{Průměr nápravy vyhovuje.}$$

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko PASE 45 a volím průměr nápravy 45 mm.

1.3. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 3.

Dáno:

$$\text{Hmotnost nákladu} \dots \dots \dots m_1 = 6000 \text{ kg}$$

$$\text{Hmotnost vozičku} \dots \dots \dots m_2 = 5000 \text{ kg}$$

Rozměry nápravy:

$$\text{Rozchod kol} = 1630 \text{ mm} = 1,63 \text{ m}$$

$$l = a + b + c = 1687 \text{ mm} = 1,687 \text{ m}$$

$$a = 107,5 \text{ mm} = 0,1075 \text{ m}$$

$$b = 1472 \text{ mm} = 1,472 \text{ m}$$

$$c = 107,5 \text{ mm} = 0,1075 \text{ m}$$

Celková síla:

$$F = 108053 \text{ N} = 108,053 \text{ kN}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = 27013,25 \text{ N} = 27,013 \text{ kN}$$

1.3.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0 : \quad R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0 : \quad R_{Ay} = 27013,25 \text{ N}$$

$$R_B = 27013,25 \text{ N}$$

Pole I: $x_1 \in \langle 0; a \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli I:

$$T(x_1) = R_{Ay} = 27013,25 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M(x_1 = 0) = 0 \text{ N}$$

$$M(x_1 = a) = 2903,92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II: $x_2 \in \langle a; a + b \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2 = a) = 2903,92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a + b) = 2903,92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) = -27013,25 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3 = a + b) = 2903,92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = l) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

1.3.2. Výpočet průměru hřídele

Předběžný výpočet průměru nápravy pro namáhání od ohybového momentu.

$$M_{\text{omax}} = 2903,92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2903,92}{\pi \cdot 157 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{92925,58}{493230046,6}} = \sqrt[3]{1,884 \cdot 10^{-4}} = 0,0573 \text{ m}$$

$$d = 57,3 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím průměr nápravy } 60 \text{ mm.}$$

1.3.3. Návrh průměru nepoháněné nápravy

Nepoháněná náprava namáhaná jen maximálním ohybovým momentem má průměr 57,3 mm s ohledem na výrobce ložiskových skříní od firmy INA jsem zvolil průměr nápravy 60 mm a ložisko RASO60.

1.3.4. Kontrola nápravy na namáhání krutem

$$\begin{aligned} \text{Dáno:} \quad v &= 40 \text{ m/min} \\ d_{\text{kola}} &= 250 \text{ mm} = 0,25 \text{ m} \end{aligned}$$

Podle navrženého průměru nápravy stanovím průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru.

$$d = 40 \text{ mm} = 0,040 \text{ m}$$

Výpočet krouticího momentu:

$$M_k = \frac{\tau_D \cdot \pi \cdot d^3}{16} = \frac{78,5 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,040^3}{16} = \frac{8081,747}{16} = 986,46 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může náprava přenést má hodnotu 986 N·m.

Výpočet dostačujícího příkonu:

$$P = \frac{M_k \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{986 \cdot \pi \cdot 51}{30} = 5265,9 \text{ W} = 5,2 \text{ kW}$$

$$P = 5,2 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozičku postačuje 5,2 kW.

1.3.5. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 2903,92}{\pi \cdot 0,060^3}\right)^2 + \left(\frac{32 \cdot 986,46}{\pi \cdot 0,060^3}\right)^2} = 144625901,2 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 144625901,2 = 144,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka vyhovuje.}$$

1.3.6. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

Z grafu na Obr. 57 je patrné, že největší posuvná síla působí v I a II poli a má vypočítanou hodnotu 27013,25 N.

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{T}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_D = \frac{\sigma_D}{2}$$

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{T}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4 \cdot 27013,25}{\pi \cdot 0,060^2} = 9553982,814 \text{ Pa} = 9,5 \text{ MPa}$$

$\tau \leq \tau_D \Rightarrow$ Průměr nápravy vyhovuje.

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko RASO 60 a volím průměr nápravy 60 mm.

1.4. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 4.

Dáno:

Hmotnost nákladu..... $m_1 = 6000 \text{ kg}$

Hmotnost vozíčku..... $m_2 = 5000 \text{ kg}$

Rozměry nápravy:

Rozchod kol = 1920 mm = 1,92 m

$l = a + b + c = 1977 \text{ mm} = 1,977 \text{ m}$

$a = 107,5 \text{ mm} = 0,1075 \text{ m}$

$b = 1762 \text{ mm} = 1,762 \text{ m}$

$c = 107,5 \text{ mm} = 0,1075 \text{ m}$

Celková síla:

$$F = 108053 \text{ N}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = 27013,25 \text{ N}$$

1.4.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0: \quad R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0: \quad R_{Ay} = 27013,25 \text{ N}$$

$$R_B = 27013,25 \text{ N}$$

Pole I: $x_1 \in \langle 0; a \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli I:

$$T(x_1) = R_{Ay} = 27013,25 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M(x_1 = 0) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_1 = a) = 2903,92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II: $x_2 \in \langle a; a + b \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2 = a) = 2903,92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a + b) = 2903,92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III. $x_3 \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) = -27013,25 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3 = a + b) = 2903,92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = l) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Z výpočtů je patrné, že velikost posouvající síly a velikost maximálního ohybu je stejná jako u předcházejícího případu, proto volím předběžný průměr nápravy 60 mm.

1.4.2. Návrh průměru nepoháněné nápravy

Nepoháněná náprava namáhaná jen maximálním ohybovým momentem má průměr 57,3 mm. S ohledem na výrobce ložiskových skříní od firmy INA jsem zvolil průměr nápravy 60 mm a ložisko RASO 60.

1.4.3. Kontrola nápravy na namáhání krutem

Vstupní parametry jsou stejné jako v předcházejícím případě a stanovený průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru je také stejný $d = 40 \text{ mm}$. Výpočet minimálních otáček pro dosažení rychlosti 40 m/min je také stejný 51 ot/min.

Výpočet krouticího momentu:

$$M_k = 986,46 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může náprava přenést má hodnotu 986 N·m.

Výpočet postačujícího příkonu:

$$P = 5,2 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozíčku postačuje 5,2 kW.

1.4.4. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

Výpočet redukovaného napětí pro průměr nápravy 60 mm.

$$\sigma_{\text{red}} = 144625901,2 = 144,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka vyhovuje.}$$

1.4.5. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

Z grafu na Obr. 57 je patrné že největší posuvná síla působí v I a II poli a má vypočítanou hodnotu 27013,25 N.

$$\tau = \frac{T}{A} = 9553982,814 \text{ Pa} = 9,5 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \tau_D \Rightarrow \text{Průměr nápravy vyhovuje.}$$

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko RASO60 a volím průměr nápravy 60 mm.

1.5. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 5.

Dáno:

$$\text{Hmotnost nákladu} \dots \dots \dots m_1 = 10000 \text{ kg}$$

$$\text{Hmotnost vozíčku} \dots \dots \dots m_2 = 6000 \text{ kg}$$

Rozměry nápravy:

$$\text{Rozchod kol} = 2120 \text{ mm} = 2,12 \text{ m}$$

$$l = a + b + c = 2177 \text{ mm} = 2,177 \text{ m}$$

$$a = 107,5 \text{ mm} = 0,1075 \text{ m}$$

$$b = 1962 \text{ mm} = 1,962 \text{ m}$$

$$c = 107,5 \text{ mm} = 0,1075 \text{ m}$$

Celková síla:

$$F = 157168 \text{ N}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = 39292 \text{ N}$$

1.5.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0: \quad R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0: \quad R_{Ay} = 39292 \text{ N}$$

$$R_B = 39292 \text{ N}$$

Pole I: $x_1 \in \langle 0; a \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli I:

$$T(x_1) = R_{Ay} = 39292 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M(x_1 = 0) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_1 = a) = 4223,89 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II: $x_2 \in \langle a; a + b \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2 = a) = 4223,89 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a + b) = 4223,89 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in (a + b; a + b + c)$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) = -39292 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III.

$$M(x_3 = a + b) = 4223,89 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = l) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

1.5.2. Výpočet průměru hřídele

Předběžný výpočet průměru nápravy pro namáhání od ohybového momentu.

$$M_{\text{omax}} = 4223,89 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4223,89}{\pi \cdot 157 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{135164,48}{493230046,6}} = \sqrt[3]{2,740 \cdot 10^{-4}} = 0,0649 \text{ m}$$

$d = 64,9 \text{ mm} \Rightarrow$ volím průměr nápravy 65 mm.

1.5.3. Návrh průměru nepoháněné nápravy

Nepoháněná náprava namáhaná jen maximálním ohybovým momentem má průměr 64,9 mm s ohledem na výrobce ložiskových skříní od firmy INA jsem zvolil průměr nápravy 65 mm a ložisko RASE 65-214.

1.5.4. Kontrola nápravy na namáhání krutem

Dáno: $v = 40 \text{ m/min}$

$$d_{\text{kola}} = 250 \text{ mm} = 0,25 \text{ m}$$

Podle navrženého průměru nápravy stanovím průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru.

$$d = 45 \text{ mm} = 0,045 \text{ m}$$

Výpočet krouticího momentu:

$$M_k = \frac{\tau_D \cdot \pi \cdot d^3}{16} = \frac{78,5 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,045^3}{16} = \frac{8081,747}{16} = 1404,54 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může náprava přenést má hodnotu 1404 N·m.

Výpočet postačujícího příkonu:

$$P = \frac{M_k \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{1404 \cdot \pi \cdot 51}{30} = 7498,3 \text{ W} = 7,4 \text{ kW}$$

$$P = 7,4 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozičku postačuje 7,4 kW.

1.5.5. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 4223,89}{\pi \cdot 0,065^3}\right)^2 + \left(\frac{32 \cdot 1404}{\pi \cdot 0,065^3}\right)^2} = 165099662,3 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 165099662,3 = 165,09 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} > \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka nevyhovuje.}$$

Úprava průměru náprav na 70 mm a další kontrolní výpočet od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu.

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 4223,89}{\pi \cdot 0,070^3}\right)^2 + \left(\frac{32 \cdot 1404}{\pi \cdot 0,070^3}\right)^2} = 132188031,4 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 132188031,4 = 132,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka vyhovuje.}$$

1.5.6. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

Z grafu na Obr. 57 je patrné že největší posuvná síla působí v I a II poli a má vypočítanou hodnotu 39292 N.

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{4 \cdot 39292}{\pi \cdot 0,070^2} = 10209822,08 \text{ Pa} = 10,2 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \tau_D \Rightarrow \text{Průměr nápravy vyhovuje.}$$

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko RASO 70 a volím průměr nápravy 70 mm.

PŘÍLOHA č. 2

Analytické výpočty průměrů náprav pro konstrukční variantu „B“

2. Analytický výpočet konstrukční varianty „B“

2.1. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 5.

Hmotnost nákladu..... $m_1 = 10000$ kg

Hmotnost vozičku..... $m_2 = 6000$ kg

Rozměry nápravy:

Rozchod kol = 2120 mm = 2,12 m

$a = 85$ mm = 0,085 m

$d = 101,5$ mm = 0,101 m

$b = 101,5$ mm = 0,101 m

$e = 85$ mm = 0,085 m

$c = 1974$ mm = 1,974 m

$f = 190$ mm = 0,190 m

$l = a + b + c + d + e + f = 2535$ mm = 2,535 m

Celková síla:

$$F = (m_1 + m_2) \cdot g$$

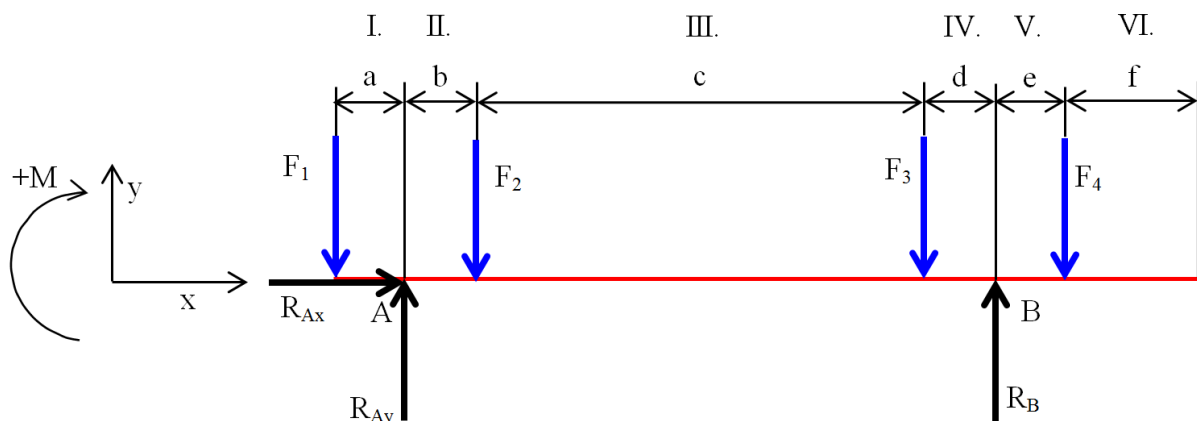
$$F = (10000 + 6000) \cdot 9,823 = 157168 \text{ N}$$

$$F = 157,168 \text{ kN}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = \frac{F}{8} = \frac{157168}{8} = 19646 \text{ N}$$

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = 19646 \text{ N}$$



Obr. 61 Vazba a účinky na nápravu konstrukční varianty „B“

2.1.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0: \quad R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0: \quad R_{Ay} - 4F_1 + R_B = 0$$

$$R_{Ay} = 4F_1 - R_B$$

Z momentové podmínky k bodu A jsem vypočítal reakci R_B .

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0:$$

$$F_4 \cdot (a + b + c + d + e) - R_B \cdot (a + b + c + d) + F_3 \cdot (a + b + c) + F_2 \cdot b - F_1 \cdot a = 0$$

$$R_B = \frac{F_4 \cdot (a + b + c + d + e) + F_3 \cdot (a + b + c) + F_2 \cdot b - F_1 \cdot a}{a + b + c + d}$$

$$R_B = \frac{19646 \cdot (0,085 + 0,101 + 1,974 + 0,101 + 0,085)}{0,085 + 0,101 + 1,974 + 0,101} + \frac{19646 \cdot (0,085 + 0,101 + 1,974) + 19646 \cdot 0,101 - 19646 \cdot 0,085}{0,085 + 0,101 + 1,974 + 0,101}$$

$$R_B = \frac{19646 \cdot 2,347 + 19646 \cdot 2,1605 + 19646 \cdot 0,101 - 19646 \cdot 0,085}{2,262}$$

$$R_B = \frac{88760,628}{2,262} = 39292 \text{ N}$$

$$R_B = 39292 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 4F_1 - R_B = 4 \cdot 19646 - 39292 = 39292 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 39292 \text{ N}$$

Pole I:

$$x_1 \in \langle 0; a \rangle$$

Výpočet síly do osy x:

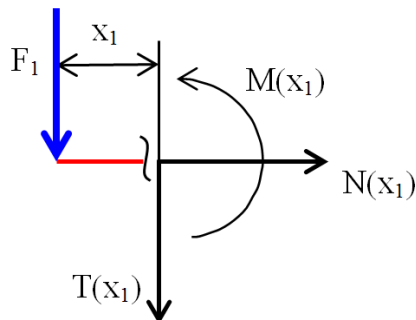
$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v prvním poli I:

$$T(x_1) + F_1 = 0$$

$$T(x_1) = -F_1 = -19646 \text{ N}$$

$$T(x_1) = -19,646 \text{ kN}$$



Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M(x_1) = -F_1 \cdot x_1$$

$$M(x_1 = 0) = 0 \text{ N}$$

$$M(x_1 = a) = -F_1 \cdot a = -19646 \cdot 0,085$$

$$M(x_1 = a) = -1669,91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II.

$$x_2 \in \langle a; a + b \rangle$$

Výpočet síly do osy x:

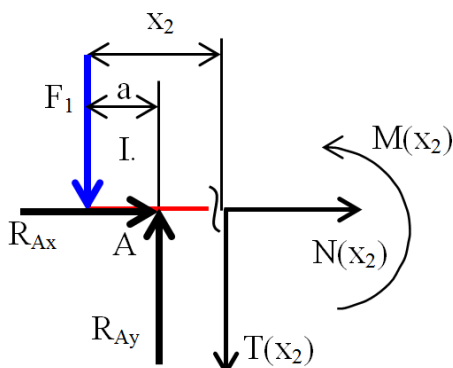
$$N(x_2) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) + F_1 - R_{Ay} = 0$$

$$T(x_2) = R_{Ay} - F_1 = 39292 - 19646$$

$$T(x_2) = 19646 \text{ N}$$



Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2) = R_{Ay} \cdot (x_2 - a) - F_1 \cdot x_2$$

$$M(x_2 = a) = -F_1 \cdot a = -19646 \cdot 0,085$$

$$M(x_2 = a) = -1669,91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

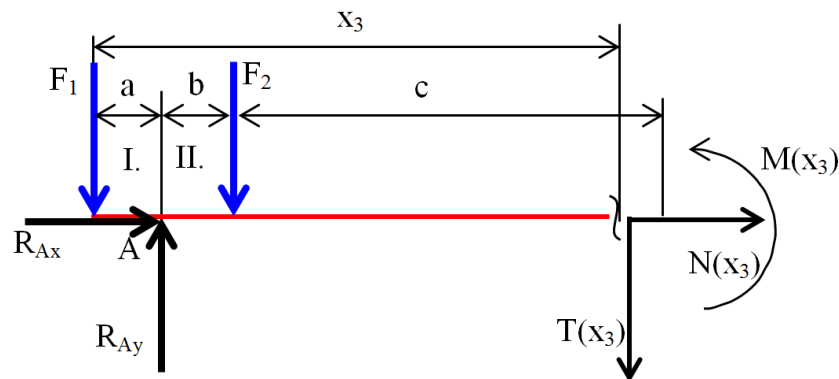
$$M(x_2 = a + b) = R_{Ay} \cdot b - F_1 \cdot (a + b)$$

$$M(x_2 = a + b) = 39292 \cdot 0,101 - 19646 \cdot (0,085 + 0,101)$$

$$M(x_2 = a + b) = 3988,138 - 3663,979 = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a + b) = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III:



$$x_3 \in (a + b; a + b + c)$$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) + 2F_1 - R_{Ay} = 0$$

$$T(x_3) = R_{Ay} - 2F_1$$

$$T(x_3) = 39292 - 2 \cdot 19646$$

$$T(x_3) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3) = R_{Ay} \cdot (x_3 - a) - F_1 \cdot x_3 - F_2(x_3 - a - b)$$

$$M(x_3 = a + b) = R_{Ay} \cdot b - F_1 \cdot (a + b)$$

$$M(x_3 = a + b) = 39292 \cdot 0,101 - 19646 \cdot (0,085 + 0,101)$$

$$M(x_3 = a + b) = 3968,49 - 3654,156 = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b) = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b + c) = R_{Ay} \cdot (b + c) - F_1 \cdot (a + b + c) - F_2 \cdot c$$

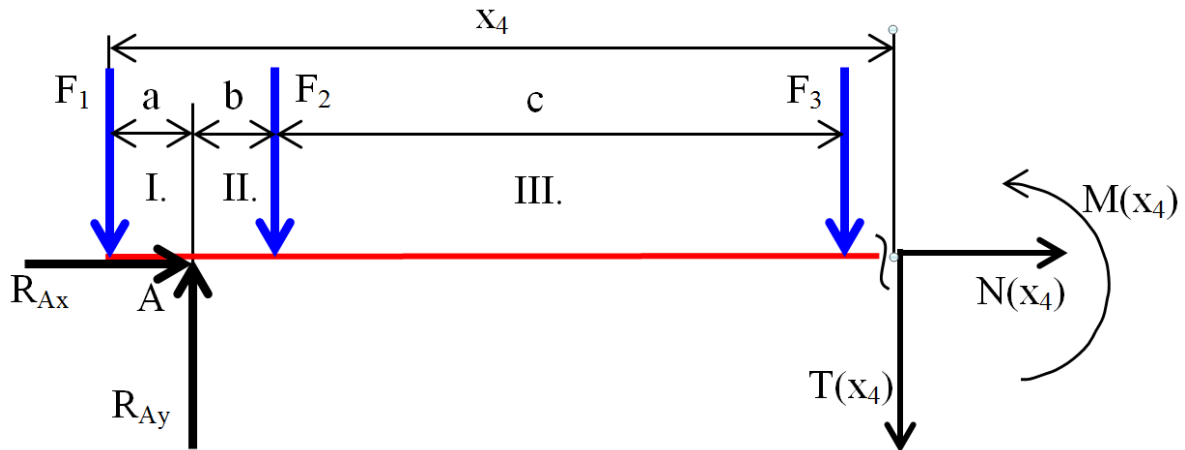
$$M(x_3 = a + b + c) = 39292 \cdot (0,101 + 1,972) -$$

$$-19646 \cdot (0,085 + 0,101 + 1,972) - 19646 \cdot 1,972$$

$$M(x_3 = a + b + c) = 81452,316 - 42396,068 - 38741,912 = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b + c) = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole IV:



$$x_4 \in \langle a + b + c; a + b + c + d \rangle$$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_4) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli IV:

$$T(x_4) + 3F_1 - R_{Ay} = 0$$

$$T(x_4) = R_{Ay} - 3F_1 = 39292 - 3 \cdot 19646 = -19646 \text{ N}$$

$$T(x_4) = -19646 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli IV:

$$M(x_4) = R_{Ay} \cdot (x_4 - a) - F_1 \cdot x_4 - F_2 \cdot (x_4 - a - b) - F_3 \cdot (x_4 - a - b - c)$$

$$M(x_4 = a + b + c) = R_{Ay} \cdot (b + c) - F_1 \cdot (a + b + c) - F_2 \cdot c$$

$$M(x_4 = a + b + c) = 39292(0,101 + 1,972) - \\ -19646(0,085 + 0,101 + 1,972) - 19646 \cdot 1,972$$

$$M(x_4 = a + b + c) = 81452,316 - 42396,068 - 38741,912 = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_4 = a + b + c) = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

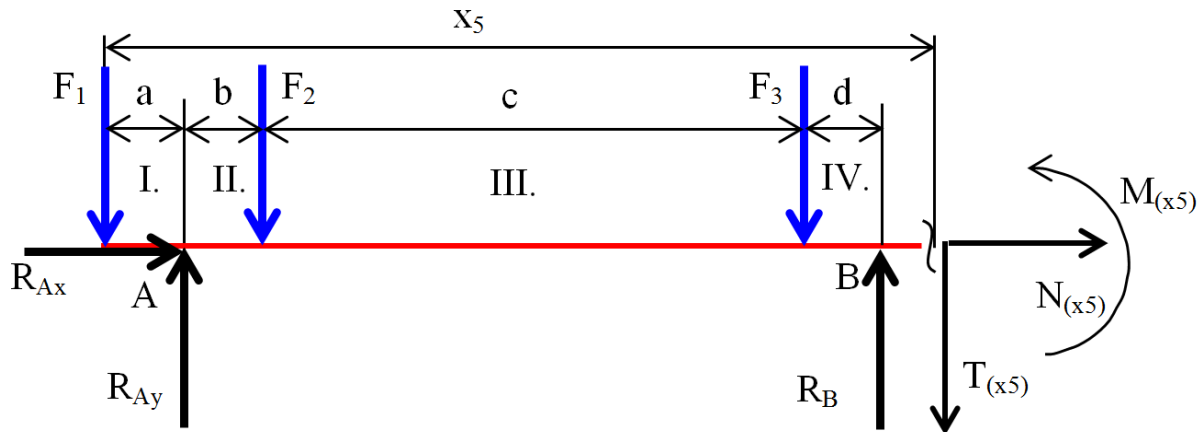
$$M(x_4 = a + b + c + d) = R_{Ay} \cdot (b + c + d) - F_1 \cdot (a + b + c + d) \\ - F_2 \cdot (c + d) - F_3 \cdot d$$

$$M(x_4 = a + b + c + d) = 39292 \cdot (0,101 + 1,972 + 0,101) - \\ -19646 \cdot (0,085 + 0,101 + 1,972 + 0,101) - \\ -19646 \cdot (1,972 + 0,101) - 19646 \cdot 0,101$$

$$M(x_4 = a + b + c + d) = 85420,808 - 44380,314 - 40726,158 - 1984,246$$

$$M(x_4 = a + b + c + d) = -1669,91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole V:



$$x_5 \in (a + b + c + d; a + b + c + d + e)$$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_5) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli V:

$$T(x_5) + 3 \cdot F_1 - R_{Ay} - R_B = 0$$

$$T(x_5) = R_{Ay} + R_B - 3 \cdot F_1$$

$$T(x_5) = 39292 + 39292 - 3 \cdot 19646 = 19646 \text{ N}$$

$$T(x_5) = 19646 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli V:

$$M(x_5) = R_{Ay} \cdot (x_5 - a) - F_1 \cdot x_5 - F_2(x_5 - a - b) - F_3 \cdot (x_5 - a - b - c) + R_B \cdot (x_5 - a - b - c - d)$$

$$M(x_5 = a + b + c + d) = R_{Ay} \cdot (b + c + d) - F_1 \cdot (a + b + c + d) - F_2 \cdot (c + d) - F_3 \cdot d$$

$$M(x_5 = a + b + c + d) = 39292 \cdot (0,101 + 1,972 + 0,101) - 19646 \cdot (0,085 + 0,101 + 1,972 + 0,101) - 19646 \cdot (1,972 + 0,101) - 19646 \cdot 0,101$$

$$M(x_5 = a + b + c + d) = 85420,808 - 44380,314 - 40726,158 - 1984,246$$

$$M(x_5 = a + b + c + d) = -1669,91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_5 = a + b + c + d + e) = R_{Ay} \cdot (b + c + d + e) - F_1 \cdot (a + b + c + d + e) - F_2 \cdot (c + d + e) - F_3 \cdot (d + e) + R_B \cdot e$$

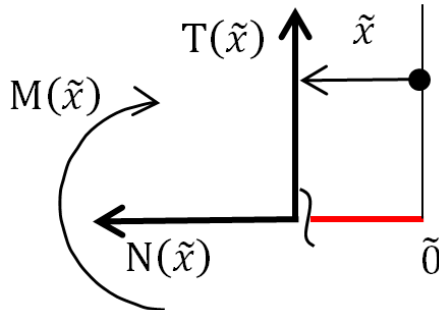
$$M(x_5 = a + b + c + d + e) = 39292 \cdot (0,101 + 1,972 + 0,101 + 0,085) - 19646 \cdot (0,085 + 0,101 + 1,972 + 0,101 + 0,085) - 19646 \cdot (1,972 + 0,101 + 0,085) - 19646 \cdot (0,101 + 0,085) + 39292 \cdot 0,085$$

$$M(x_5 = a + b + c + d + e) = 88760,628 - 46050,224 - 42396,068 - 3654,156 + 3339,82$$

$$M(x_5 = a + b + c + d + e) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole VI:

$$\tilde{x} \in \langle 0; f \rangle$$



Výpočet síly do osy x:

$$N(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli VI:

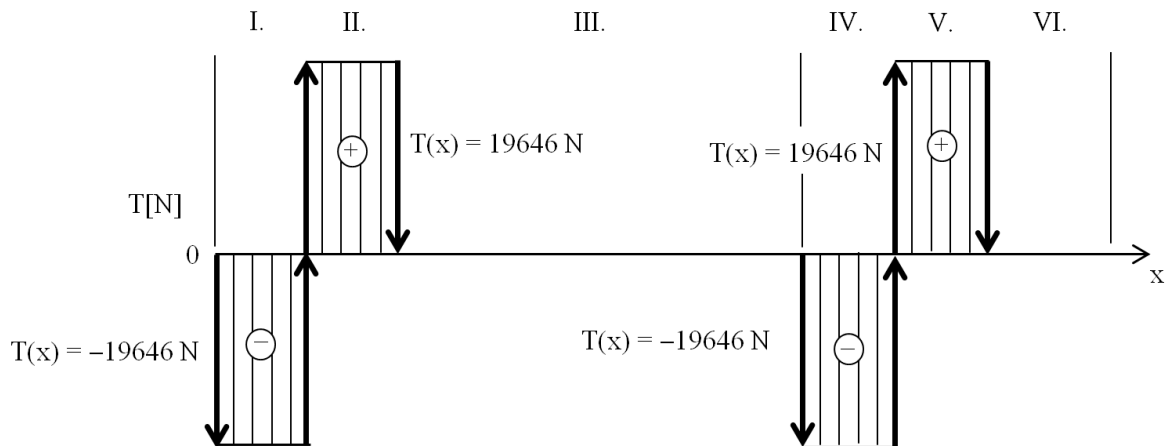
$$T(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli VI:

$$M(\tilde{x}) = M(\tilde{x} = 0) = M(\tilde{x} = f) = 0 \text{ N}$$

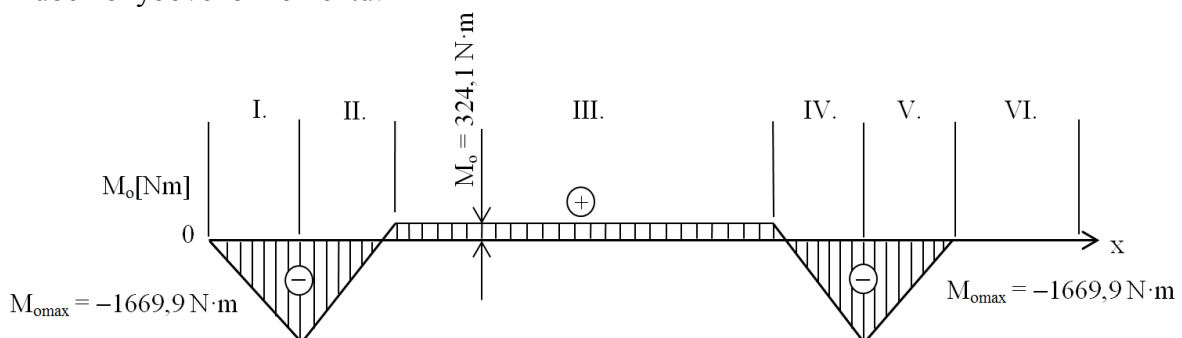
2.1.2. Průběh posouvající síly a ohybového momentu

Průběh posouvající síly:



Obr. 62 Průběh posouvající síly varianta „B“

Průběh ohybového momentu:



Obr. 63 Průběh maximálního ohybového momentu varianta „B“

2.1.3. Předběžný výpočet průměru hřídele pro namáhání od ohybu

Z grafu na Obr. 63 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí mezi I a II polem a dále mezi IV a V polem a má hodnotu 1669,99 N·m.

Pevnostní podmínka pro ohyb:

$$M_{o\max} = 1669,99 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} \leq \sigma_D; \quad W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

Dovolené napětí:

Volba materiálu: ČSN 11600 \Rightarrow Re = 315 Mpa

Bezpečnost: k = (1,5 ÷ 2,5) \Rightarrow volím k = 2

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{315}{2} = 157,5 \text{ MPa}$$

Předběžný výpočet průměru nápravy pro namáhání od ohybového momentu:

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \sigma_D \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o\max}}{\pi \cdot \sigma_o}} \leq \sigma_D$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1669,91}{\pi \cdot 157,5 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{53437,12}{494800842,9}} = \sqrt[3]{1,08 \cdot 10^{-4}} = 0,0476 \text{ m}$$

d = 47,62 mm \Rightarrow volím průměr nápravy 50 mm

2.1.4. Návrh průměru nepoháněné nápravy

Nepoháněná náprava je upevněna k rámu vozíčku pomocí dvou ložiskových skříní a je dělená na dvě části. Tyto dvě osy neprochází pod celým kolejovým vozíčkem, ale nesou jen kola, která se na nich otáčejí se stanoveným rozchodem. Náprava není namáhána krutem od elektromotoru, který pohání pojezd kolejového vozíčku, proto průměr této nápravy je stejný jako průměr poháněné nápravy namáhané jen maximálním ohybovým momentem a to 47,62 mm s ohledem na výrobce ložiskových skříní od firmy INA jsem zvolil průměr nápravy 50 mm a ložisko RASO 50.

2.1.5. Kontrola nápravy na namáhání krutem

Dáno: v = 40 m/min
d_{kola} = 250 mm = 0,25 m

Podle navrženého průměru nápravy stanovím průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru.

$$d = 35 \text{ mm} = 0,035 \text{ m}$$

Výpočet otáček:

$$o = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,25 = 0,785 \text{ m}$$

$$n = \frac{v}{o} = \frac{40}{0,785} = 50,95 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

Pro dosažení rychlosti 40 m/min je potřeba minimálně 51 ot/min.

Výpočet příkonu:

$$P = M_k \cdot \omega, \quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \Rightarrow P = \frac{M_k \cdot \pi \cdot n}{30}$$

$$\tau_D = \frac{\sigma_D}{2} = \frac{157}{2} = 78,5 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_D, \quad W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16}, \quad \tau = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_D$$

$$M_k = \frac{\tau_D \cdot \pi \cdot d^3}{16} = \frac{78,5 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,035^3}{16} = \frac{10573,61}{16} = 660,85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může náprava přenést má hodnotu 660 N·m.

Výpočet postačujícího příkonu:

$$P = \frac{M_k \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{660 \cdot \pi \cdot 51}{30} = 3524,87 \text{ W} = 3,5 \text{ kW}$$

$$P = 3,5 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozíčku postačuje 3,5 kW.

2.1.6. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

Pro výpočet průměru nápravy působí v I, II a IV, V poli maximální ohybový moment od hmotnosti nákladu a krouticí moment od elektromotoru. Z analýzy napjatosti vyplývá, že jde o rovinnou napjatost. Nejvíce jsou namáhány dva body, které jsou nejvzdálenější od neutrální osy ohybu. Spolu se sduženým smykovým napětím se jedná o rovinnou napjatost a pro dimenzování použijí Guestovu podmínku pevnosti.

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma^2 + (2 \cdot \tau)^2} \leq \sigma_D$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_{\text{omax}}}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 1669,91}{\pi \cdot 0,050^3}\right)^2 + \left(\frac{32 \cdot 660}{\pi \cdot 0,050^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\left(\frac{53439,68}{3,926 \cdot 10^{-4}}\right)^2 + \left(\frac{31552}{3,926 \cdot 10^{-4}}\right)^2} = \sqrt{1,8517 \cdot 10^{16} + 2,8924 \cdot 10^{15}}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 146319106,2 = 146,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka vyhovuje.}$$

2.1.7. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

Z grafu na Obr. 62 je patrné, že největší posuvná síla působí v I, II, IV a V poli a má vypočítanou hodnotu 19646 N.

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{T}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_D = \frac{\sigma_D}{2}$$

$$\tau_D = \frac{\sigma_D}{2} = \frac{157,5}{2} = 78,75 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{T}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4 \cdot 19646}{\pi \cdot 0,050^2} = \frac{78584}{7,853 \cdot 10^{-3}} = 10006876,35 \text{ Pa} = 10 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \tau_D \Rightarrow \text{Průměr nápravy vyhovuje.}$$

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko RASO 50 a volím průměr nápravy 50 mm.

2.2. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 6.

Hmotnost nákladu..... $m_1 = 10000$ kg

Hmotnost vozíčku..... $m_2 = 6000$ kg

Rozměry nápravy:

Rozchod kol = 2250 mm = 2,25 m

$a = 85$ mm = 0,085 m

$d = 101,5$ mm = 0,101 m

$b = 101,5$ mm = 0,101 m

$e = 85$ mm = 0,085 m

$c = 2104$ mm = 2,104 m

$f = 190$ mm = 0,190 m

$l = a + b + c + d + e + f = 2,667$ mm = 2,667 m

Náprava je uložena na dvou podporách A a B což jsou kola vozíčku a je zatížena hmotností nákladu a hmotností vlastního vozíčku. Zatěžovací síla působí v místech upevnění nosníku na rám, a to ve čtyřech ložiskových skříních. Nosník byl rozdělen na šest polí a zatížení od celkové hmotnosti je rozděleno na jednotlivá ložiska.

Celková síla:

$$F = 157168 \text{ N}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = 19646 \text{ N}$$

2.2.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0: \quad R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0: \quad R_{Ay} = 39292 \text{ N}$$

$$R_B = 39292 \text{ N}$$

Pole I: $x_1 \in \langle 0; a \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli I:

$$T(x_1) = -19646 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M(x_1 = 0) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_1 = a) = -1669,91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II: $x_2 \in \langle a; a + b \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) = 19646 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2 = a) = -1669,91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a + b) = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3 = a + b) = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b + c) = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole IV: $x_4 \in \langle a + b + c; a + b + c + d \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_4) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli IV:

$$T(x_4) = -19646 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli IV:

$$M(x_4 = a + b + c) = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_4 = a + b + c + d) = -1669,91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole V: $x_5 \in \langle a + b + c + d; a + b + c + d + e \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_5) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli V:

$$T(x_5) = 19646 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli V:

$$M(x_5 = a + b + c + d) = -1669,91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_5 = a + b + c + d + e) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole VI: $\tilde{x} \in \langle 0; f \rangle$

Výpočet síly do osy \tilde{x} :

$$N(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli VI:

$$T(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli VI:

$$M(\tilde{x}) = M(\tilde{x} = 0) = M(\tilde{x} = f) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.2.2. Předběžný výpočet průměru hřídele pro namáhání od ohybu

Z grafu na Obr. 63 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí mezi I a II polem a dále mezi IV a V polem a má hodnotu 1669,99 N·m.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1669,91}{\pi \cdot 157,5 \cdot 10^6}} = 0,0476 \text{ m}$$

$$d = 47,62 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } \varnothing 50 \text{ mm.}$$

2.2.3. Návrh průměru nepoháněné nápravy

Průměr této nápravy je stejný jako průměr poháněné nápravy namáhané jen maximálním ohybovým momentem a to 47,62 mm s ohledem na výrobce ložiskových skříní od firmy INA jsem zvolil průměr nápravy 50 mm a ložisko PASE 50-N.

2.2.4. Kontrola nápravy na namáhání krutem

Vstupní parametry jsou stejné jako v předcházejícím případě a stanovený průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru je také stejný $d = 35 \text{ mm}$. Výpočet minimálních otáček pro dosažení rychlosti 40 m/min je 51 ot/min.

Výpočet krouticího momentu:

$$M_k = \frac{\tau_D \cdot \pi \cdot d^3}{16} = \frac{78,5 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,035^3}{16} = \frac{10573,61}{16} = 660,85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může náprava přenést má hodnotu 660 N·m.

Výpočet postačujícího příkonu:

$$P = \frac{M_k \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{660 \cdot \pi \cdot 51}{30} = 3524,87 \text{ W} = 3,5 \text{ kW}$$

$$P = 3,5 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozičku postačuje 3,5 kW.

2.2.5. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

Pro výpočet průměru nápravy působí v poli I, II a IV, V ohybový moment od hmotnosti nákladu a krouticí moment od elektromotoru. Z analýzy napjatosti vyplývá, že jde o rovinnou napjatost. Nejvíce jsou namáhány dva body, které jsou nejvzdálenější od neutrální osy ohybu. Spolu se sruženým smykovým napětím se jedná o rovinnou napjatost a pro dimenzování použiji Guestovu podmínku pevnosti.

$$\sigma_{\text{red}} = 146319106,2 = 146,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka vyhovuje.}$$

2.2.6. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

Z grafu na Obr. 62 je patrné, že největší posuvná síla působí v I, II, IV a V poli a má vypočítanou hodnotu 19646 N.

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{T}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4 \cdot 19646}{\pi \cdot 0,050^2} = \frac{78584}{7,853 \cdot 10^{-3}} = 10006876,35 \text{ Pa} = 10 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \tau_D \Rightarrow \text{Průměr nápravy vyhovuje.}$$

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko PASE 50-N a volím průměr nápravy 50 mm.

2.3. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 7.

Hmotnost nákladu..... $m_1 = 10000$ kg

Hmotnost vozíku..... $m_2 = 6000$ kg

Rozměry nápravy:

Rozchod kol = 2630 mm = 2,63 m

$a = 85$ mm = 0,085 m

$d = 101,5$ mm = 0,101 m

$b = 101,5$ mm = 0,101 m

$e = 85$ mm = 0,085 m

$c = 2484$ mm = 2,484 m

$f = 190$ mm = 0,190 m

$l = a + b + c + d + e + f = 3047$ mm = 3,047 m

Celková síla:

$$F = 157168 \text{ N}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = 19646 \text{ N}$$

2.3.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0: \quad R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0: \quad R_{Ay} = 39292 \text{ N}$$

$$R_B = 39292 \text{ N}$$

Pole I: $x_1 \in \langle 0; a \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v prvním poli I:

$$T(x_1) = -19646 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M(x_1 = 0) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_1 = a) = -1669,91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II: $x_2 \in \langle a; a + b \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) = 19646 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2 = a) = -1669,91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a + b) = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3 = a + b) = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b + c) = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole IV: $x_4 \in \langle a + b + c; a + b + c + d \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_4) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli IV:

$$T(x_4) = -19646 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli IV:

$$M(x_4 = a + b + c) = 324,159 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_4 = a + b + c + d) = -1669,91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole V: $x_5 \in \langle a + b + c + d; a + b + c + d + e \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_5) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli V:

$$T(x_5) = 19646 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli V:

$$M(x_5 = a + b + c + d) = -1669,91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_5 = a + b + c + d + e) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole VI: $\tilde{x} \in \langle 0; f \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli VI:

$$T(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli VI:

$$M(\tilde{x}) = M(\tilde{x} = 0) = M(\tilde{x} = f) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.3.2. Předběžný výpočet průměru hřídele pro namáhání od ohybu

Z grafu na Obr. 63 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí mezi I a II polem a dále mezi IV a V polem a má hodnotu 1669,99 N·m.

Předběžný výpočet průměru nápravy pro namáhání od ohybového momentu.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1669,91}{\pi \cdot 157,5 \cdot 10^6}} = 0,0476 \text{ m}$$

$$d = 47,62 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } \varnothing 50 \text{ mm.}$$

2.3.3. Návrh průměru nepoháněné nápravy

Průměr této nápravy je stejný jako průměr poháněné nápravy namáhané jen maximálním ohybovým momentem a to 47,62 mm s ohledem na výrobce ložiskových skříní od firmy INA jsem zvolil průměr nápravy 50 mm a ložisko RASO50.

2.3.4. Kontrola nápravy na namáhání krutem

Vstupní parametry jsou stejné jako v předcházejícím případě a stanovený průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru je také stejný $d = 35 \text{ mm}$. Výpočet minimálních otáček pro dosažení rychlosti 40 m/min je 51 ot/min.

Výpočet krouticího momentu:

$$M_k = 660,85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může náprava přenést má hodnotu 660 N·m.

Výpočet postačujícího příkonu:

$$P = 3,5 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozičku postačuje 3,5 kW.

2.3.5. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

Pro výpočet průměru nápravy působí v poli I, II a IV, V ohybový moment od hmotnosti nákladu a krouticí moment od elektromotoru. Z analýzy napjatosti vyplývá, že jde o rovinnou napjatost. Nejvíce jsou namáhány dva body, které jsou nejvzdálenější od neutrální osy ohybu. Spolu se sduženým smykovým napětím se jedná o rovinnou napjatost a pro dimenzování použiji Guestovu podmínku pevnosti.

$$\sigma_{\text{red}} = 146319106,2 = 146,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka vyhovuje.}$$

2.3.6. Kontrola nápravy na střih

Z grafu na Obr. 62 je patrné, že největší posuvná síla působí v I, II, IV a V poli a má vypočítanou hodnotu 19646 N.

$$\tau = \frac{T}{A} = 10006876,35 \text{ Pa} = 10 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \tau_D \Rightarrow \text{Průměr nápravy vyhovuje.}$$

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko RASO 50 a volím průměr nápravy 50 mm.

2.4. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 8.

Hmotnost nákladu..... $m_1 = 16000$ kg

Hmotnost vozíčku..... $m_2 = 8000$ kg

Rozměry nápravy:

Rozchod kol = 3080 mm = 3,08 m

$a = 85$ mm = 0,085 m

$d = 101,5$ mm = 0,101 m

$b = 101,5$ mm = 0,101 m

$e = 85$ mm = 0,085 m

$c = 2934$ mm = 2,934 m

$f = 190$ mm = 0,190 m

$l = a + b + c + d + e + f = 3497$ mm = 3,497 m

Celková síla:

$$F = 235752 \text{ N}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = 29469 \text{ N}$$

2.4.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0: \quad R_{Ax} = 0$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0: \quad R_{Ay} = 58938 \text{ N}$$
$$R_B = 58938 \text{ N}$$

Pole I: $x_1 \in \langle 0; a \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli I:

$$T(x_1) = -29469 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M(x_1 = 0) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_1 = a) = -2504,86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II: $x_2 \in \langle a; a + b \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) = 29469 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2 = a) = -2504,86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a + b) = 486,24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3 = a + b) = 486,24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b + c) = 486,24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole IV: $x_4 \in \langle a + b + c; a + b + c + d \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_4) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli IV:

$$T(x_4) = -29469 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli IV:

$$M(x_4 = a + b + c) = 486,24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_4 = a + b + c + d) = -2504,86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole V: $x_5 \in \langle a + b + c + d; a + b + c + d + e \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_5) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli V:

$$T(x_5) = 29469 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli V:

$$M(x_5 = a + b + c + d) = -2504,86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_5 = a + b + c + d + e) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole VI: $\tilde{x} \in \langle 0; f \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli VI:

$$T(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli VI:

$$M(\tilde{x}) = M(\tilde{x} = 0) = M(\tilde{x} = f) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.4.2. Předběžný výpočet průměru hřídele pro namáhání od ohybu

Z grafu na Obr. 63 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí mezi I a II polem a dále mezi IV a V polem a má hodnotu 2504,86 N·m.

Předběžný výpočet průměru nápravy pro namáhání od ohybového momentu.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2504,86}{\pi \cdot 157,5 \cdot 10^6}} = 0,0545 \text{ m}$$

$d = 54,5 \text{ mm} \Rightarrow$ volím průměr nápravy 55 mm.

2.4.3. Návrh průměru nepoháněné nápravy

Průměr této nápravy je stejný jako průměr poháněné nápravy namáhané jen maximálním ohybovým momentem a to 54,5 mm s ohledem na výrobce ložiskových skříní od firmy INA jsem zvolil průměr nápravy 55 mm a ložisko PASE 55.

2.4.4. Kontrola nápravy na namáhání krutem

Dáno: $v = 40 \text{ m/min}$
 $d_{\text{kola}} = 250 \text{ mm} = 0,25 \text{ m}$

Podle navrženého průměru nápravy stanovím průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru.

$d = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m}$
 $n = 51 \text{ ot/min}$

Výpočet krouticího momentu:

$$M_k = \frac{\tau_D \cdot \pi \cdot d^3}{16} = \frac{78,5 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,04^3}{16} = 986,46 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může náprava přenést má hodnotu 986 N·m.

Výpočet postačujícího příkonu:

$$P = \frac{M_k \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{986 \cdot \pi \cdot 51}{30} = 5265,94 \text{ W} = 5,2 \text{ kW}$$

$P = 5,2 \text{ kW}$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozičku postačuje 5,2 kW.

2.4.5. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

Pro výpočet průměru nápravy působí v poli I, II a IV, V maximální ohybový moment. Z analýzy napjatosti vyplývá, že jde o rovinnou napjatost. Spolu se sduženým smykovým napětím se jedná o rovinnou napjatost a pro dimenzování použiji Guestovu podmínku pevnosti.

$$\sigma_{\text{red}} = 164807709,6 = 164,8 \text{ MPa}$$

$\sigma_{\text{red}} \geq \sigma_D \Rightarrow$ Pevnostní podmínka nevyhovuje.

Úprava průměru náprav na 60 mm a další kontrolní výpočet od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu.

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 2504,86}{\pi \cdot 0,060^3}\right)^2 + \left(\frac{32 \cdot 986}{\pi \cdot 0,060^3}\right)^2} = 126943901,3 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 126943901,3 = 126,9 \text{ MPa}$$

$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow$ Pevnostní podmínka vyhovuje.

2.4.6. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

Z grafu na Obr. 62 je patrné, že největší posuvná síla působí v I, II, IV a V poli a má vypočítanou hodnotu 29469 N.

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{4 \cdot 29469}{\pi \cdot 0,060^2} = 10422526,71 \text{ Pa} = 10,4 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \tau_D \Rightarrow \text{Průměr nápravy vyhovuje.}$$

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko PASEY 60-N a volím průměr nápravy 60 mm.

2.5. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 9.

$$\text{Hmotnost nákladu} \dots \dots \dots m_1 = 16000 \text{ kg}$$

$$\text{Hmotnost vozíčku} \dots \dots \dots m_2 = 8000 \text{ kg}$$

Rozměry nápravy:

$$\text{Rozchod kol} = 3470 \text{ mm} = 3,47 \text{ m}$$

$$a = 85 \text{ mm} = 0,085 \text{ m}$$

$$d = 101,5 \text{ mm} = 0,101 \text{ m}$$

$$b = 101,5 \text{ mm} = 0,101 \text{ m}$$

$$e = 85 \text{ mm} = 0,085 \text{ m}$$

$$c = 3324 \text{ mm} = 3,324 \text{ m}$$

$$f = 190 \text{ mm} = 0,190 \text{ m}$$

$$l = a + b + c + d + e + f = 3887 \text{ mm} = 3,887 \text{ m}$$

Celková síla:

$$F = 235752 \text{ N}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = 29469 \text{ N}$$

2.5.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0: \quad R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0: \quad R_{Ay} = 58938 \text{ N}$$

$$R_B = 58938 \text{ N}$$

Pole I: $x_1 \in \langle 0; a \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli I:

$$T(x_1) = -29469 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M(x_1 = 0) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_1 = a) = -2504,86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II: $x_2 \in \langle a; a + b \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) = 29469 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2 = a) = -2504,86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a + b) = 486,24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3 = a + b) = 486,24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b + c) = 486,24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole IV: $x_4 \in \langle a + b + c; a + b + c + d \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_4) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli IV:

$$T(x_4) = -29469 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli IV:

$$M(x_4 = a + b + c) = 486,24 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_4 = a + b + c + d) = -2504,86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole V: $x_5 \in \langle a + b + c + d; a + b + c + d + e \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_5) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli V:

$$T(x_5) = 29469 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli V:

$$M(x_5 = a + b + c + d) = -2504,86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_5 = a + b + c + d + e) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole VI: $\tilde{x} \in \langle 0; f \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli VI:

$$T(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli VI:

$$M(\tilde{x}) = M(\tilde{x} = 0) = M(\tilde{x} = f) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.5.2. Předběžný výpočet průměru hřídele pro namáhání od ohybu

Z grafu na Obr. 63 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí mezi I a II polem a dále mezi IV a V polem a má hodnotu 2504,86 N·m.

Predběžný výpočet průměru nápravy pro namáhání od ohybového momentu.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2504,86}{\pi \cdot 157,5 \cdot 10^6}} = 0,0545 \text{ m}$$

$d = 54,5 \text{ mm} \Rightarrow$ volím průměr nápravy 55 mm.

2.5.3. Návrh průměru nepoháněné nápravy

Průměr této nápravy je stejný jako průměr poháněné nápravy namáhané jen maximálním ohybovým momentem a to 54,5 mm s ohledem na výrobce ložiskových skříní od firmy INA jsem zvolil průměr nápravy 55 mm a ložisko PASE 55.

2.5.4. Kontrola nápravy na namáhání krutem

Vstupní parametry jsou stejné jako v předcházejícím případě a stanovený průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru je také stejný $d = 40 \text{ mm}$. Výpočet minimálních otáček pro dosažení rychlosti 40 m/min je 51 ot/min.

Výpočet krouticího momentu:

$$M_k = \frac{\tau_D \cdot \pi \cdot d^3}{16} = \frac{78,5 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,04^3}{16} = 986,46 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může náprava přenést má hodnotu 986 N·m.

Výpočet postačujícího příkonu:

$$P = 5,2 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozičku postačuje 5,2 kW.

2.5.5. Kontrola průměru nápravy namáhané od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

Pro výpočet průměru nápravy působí v poli I, II a IV, V. maximální ohybový moment od hmotnosti nákladu a krouticí moment od elektromotoru. Z analýzy napjatosti vyplývá, že jde o rovinnou napjatost. Spolu se sruženým smykovým napětím se jedná o rovinnou napjatost a pro dimenzování použiji Guestovu podmínku pevnosti.

Pro výpočet průměru nápravy jsem použil průměr 55 mm.

$$\sigma_{\text{red}} = 164807709,6 = 164,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka nevyhovuje.}$$

Úprava průměru náprav na průměr 60 mm a další kontrolní výpočet od kombinovaného namáhání ohybem a krutem.

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 2504,86}{\pi \cdot 0,060^3}\right)^2 + \left(\frac{32 \cdot 986}{\pi \cdot 0,060^3}\right)^2} = 126943901,3 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 126943901,3 = 126,9 \text{ MPa}$$

$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow$ Pevnostní podmínka vyhovuje.

2.5.6. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

Z grafu na Obr. 62 je patrné, že největší posuvná síla působí v I, II, IV a V poli a má vypočítanou hodnotu 29469 N.

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{4 \cdot 29469}{\pi \cdot 0,060^2} = 10422526,71 \text{ Pa} = 10,4 \text{ MPa}$$

$\tau \leq \tau_D \Rightarrow$ Průměr nápravy vyhovuje.

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko RASO 60 a volím průměr nápravy 60 mm.

2.6. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 10.

Hmotnost nákladu..... $m_1 = 25000 \text{ kg}$

Hmotnost vozíčku..... $m_2 = 11000 \text{ kg}$

Rozměry nápravy:

Rozchod kol = 3860 mm = 3,86 m

a = 85 mm = 0,085 m

d = 101,5 mm = 0,101 m

b = 101,5 mm = 0,101 m

e = 85 mm = 0,085 m

c = 1974 mm = 1,974 m

f = 190 mm = 0,190 m

l = a + b + c + d + e + f = 4277 mm = 4,277 m

Celková síla:

$$F = 353628 \text{ N}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = 44203,5 \text{ N}$$

2.6.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0: \quad R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0: \quad R_{Ay} = 88407 \text{ N}$$

$$R_B = 88407 \text{ N}$$

Pole I: $x_1 \in \langle 0; a \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli I:

$$T(x_1) = -44203,5 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M(x_1 = 0) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_1 = a) = -3757,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II: $x_2 \in \langle a; a + b \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) = 44203,5 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2 = a) = -3757,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a + b) = 729,35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3 = a + b) = 729,35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b + c) = 729,35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole IV: $x_4 \in \langle a + b + c; a + b + c + d \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_4) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli IV:

$$T(x_4) = -44203,5 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli IV:

$$M(x_4 = a + b + c) = 729,35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_4 = a + b + c + d) = -3757,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole V: $x_5 \in \langle a + b + c + d; a + b + c + d + e \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_5) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli V:

$$T(x_5) = 44203,5 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli V:

$$M(x_5 = a + b + c + d) = -3757,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_5 = a + b + c + d + e) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole VI: $\tilde{x} \in (0; f)$

Výpočet síly do osy x:

$$N(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli VI:

$$T(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli VI:

$$M(\tilde{x}) = M(\tilde{x} = 0) = M(\tilde{x} = f) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.6.2. Předběžný výpočet průměru hřídele pro namáhání od ohybu

Z grafu na Obr. 63 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí mezi I a II polem a dále mezi IV a V polem a má hodnotu 3757,29 N·m.

Predběžný výpočet průměru nápravy pro namáhání od ohybového momentu.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3757,29}{\pi \cdot 157,5 \cdot 10^6}} = 0,0624 \text{ m}$$

$d = 62,40 \text{ mm} \Rightarrow$ volím průměr nápravy 65 mm.

2.6.3. Návrh průměru nepoháněné nápravy

Průměr této nápravy je stejný jako průměr poháněné nápravy namáhané jen maximálním ohybovým momentem a to 62,4 mm s ohledem na výrobce ložiskových skříní od firmy INA jsem zvolil průměr nápravy 65 mm a ložisko RASE65-214.

2.6.4. Kontrola nápravy na namáhání krutem

Vstupní parametry jsou stejné jako v předcházejícím případě a stanovený průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru je také stejný $d = 45 \text{ mm}$. Výpočet minimálních otáček pro dosažení rychlosti 40 m/min je 51 ot/min.

Výpočet krouticího momentu:

$$M_k = \frac{\tau_D \cdot \pi \cdot d^3}{16} = \frac{78,5 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,045^3}{16} = 1404,55 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může náprava přenést má hodnotu 1404 N·m.

Výpočet postačujícího příkonu:

$$P = \frac{M_k \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{1404 \cdot \pi \cdot 51}{30} = 7498,35 \text{ W} = 7,4 \text{ kW}$$

$$P = 7,4 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozičku postačuje 7,4 kW.

2.6.5. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

Pro výpočet průměru nápravy působí v poli I, II a IV, V. maximální ohybový moment od hmotnosti nákladu a krouticí moment od elektromotoru. Z analýzy napjatosti vyplývá, že jde o rovinnou napjatost. Spolu se sruženým smykovým napětím se jedná o rovinnou napjatost a pro dimenzování použiji Guestovu podmínku pevnosti.

$$\sigma_{\text{red}} = 148770841,6 \text{ Pa} = 148,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka vyhovuje.}$$

2.6.6. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

Z grafu na Obr. 62 je patrné, že největší posuvná síla působí v I, II, IV a V poli a má vypočítanou hodnotu 44203,5 N.

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{4 \cdot 44203,5}{\pi \cdot 0,065^2} = 13321099,22 \text{ Pa} = 13,3 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \tau_D \Rightarrow \text{Průměr nápravy vyhovuje.}$$

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko RASE 65-214 a volím průměr nápravy 65 mm.

2.6. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 11.

Hmotnost nákladu..... $m_1 = 25000 \text{ kg}$

Hmotnost vozíčku..... $m_2 = 11000 \text{ kg}$

Rozměry nápravy:

Rozchod kol = 4250 mm = 4,25 m

$a = 85 \text{ mm} = 0,085 \text{ m}$

$d = 101,5 \text{ mm} = 0,101 \text{ m}$

$b = 101,5 \text{ mm} = 0,101 \text{ m}$

$e = 85 \text{ mm} = 0,085 \text{ m}$

$c = 4104 \text{ mm} = 4,104 \text{ m}$

$f = 190 \text{ mm} = 0,190 \text{ m}$

$l = a + b + c + d + e + f = 4667 \text{ mm} = 4,667 \text{ m}$

Celková síla:

$$F = 353628 \text{ N}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = 44203,5 \text{ N}$$

2.6.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0: \quad R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0: \quad R_{Ay} = 88407 \text{ N}$$

$$R_B = 88407 \text{ N}$$

Pole I: $x_1 \in \langle 0; a \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli I:

$$T(x_1) = -44203,5 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M(x_1 = 0) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_1 = a) = -3757,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II: $x_2 \in \langle a; a + b \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) = 44203,5 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2 = a) = -3757,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a + b) = 729,35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3 = a + b) = 729,35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b + c) = 729,35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole IV: $x_4 \in \langle a + b + c; a + b + c + d \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_4) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli IV:

$$N(x_4) = -44203,5 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli IV:

$$M(x_4 = a + b + c) = 729,35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_4 = a + b + c + d) = -3757,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole V: $x_5 \in \langle a + b + c + d; a + b + c + d + e \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_5) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli V:

$$T(x_5) = 44203,5 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli V:

$$M(x_4 = a + b + c + d) = -3757,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_4 = a + b + c + d + e) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole VI. $\tilde{x} \in (0; f)$

Výpočet síly do osy x:

$$N(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli VI:

$$T(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli VI:

$$M(\tilde{x}) = M(\tilde{x} = 0) = M(\tilde{x} = f) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.6.2. Předběžný výpočet průměru hřídele pro namáhání od ohybu

Z grafu na Obr. 63 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí mezi I. a II. polem a dále mezi IV. a V. polem a má hodnotu 3757,29 N·m.

Predběžný výpočet průměru nápravy pro namáhání od ohybového momentu.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3757,29}{\pi \cdot 157,5 \cdot 10^6}} = 0,0624 \text{ m}$$

$d = 62,4 \text{ mm} \Rightarrow$ volím průměr nápravy 65 mm.

2.6.3. Návrh průměru nepoháněné nápravy

Průměr této nápravy je stejný jako průměr poháněné nápravy namáhané jen maximálním ohybovým momentem a to 62,4 mm s ohledem na výrobce ložiskových skříní od firmy INA jsem zvolil průměr nápravy 65 mm a ložisko RASE65-214.

2.6.4. Kontrola nápravy na namáhání krutem

Vstupní parametry jsou stejné jako v předcházejícím případě a stanovený průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru je také stejný $d = 45 \text{ mm}$. Výpočet minimálních otáček pro dosažení rychlosti 40 m/min je 51 ot/min.

Výpočet krouticího momentu:

$$M_k = \frac{\tau_D \cdot \pi \cdot d^3}{16} = \frac{78,5 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,045^3}{16} = 1404,55 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může náprava přenést má hodnotu 1404 N·m.

Výpočet postačujícího příkonu:

$$P = \frac{M_k \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{1404 \cdot \pi \cdot 51}{30} = 7498,35 \text{ W} = 7,4 \text{ kW}$$

$$P = 7,4 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozičku postačuje 7,4 kW.

2.6.5. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

Pro výpočet průměru nápravy působí v poli I, II a IV, V maximální ohybový moment od hmotnosti nákladu a krouticí moment od elektromotoru. Z analýzy napjatosti vyplývá, že jde o rovinnou napjatost. Spolu se sdruženým smykovým napětím se jedná o rovinnou napjatost a pro dimenzování použiji Guestovu podmínku pevnosti.

$$\sigma_{\text{red}} = 148770841,6 \text{ Pa} = 148,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka vyhovuje.}$$

2.6.6. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

Z grafu na Obr. 62 je patrné, že největší posuvná síla působí v I, II, IV a V poli a má vypočítanou hodnotu 44203,5 N.

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{4 \cdot 44203,5}{\pi \cdot 0,065^2} = 13321099,22 \text{ Pa} = 13,3 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \tau_D \Rightarrow \text{Průměr nápravy vyhovuje.}$$

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko RASE 65-214 a volím průměr nápravy 65 mm.

2.7. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 12.

Hmotnost nákladu..... $m_1 = 40000 \text{ kg}$

Hmotnost vozíčku..... $m_2 = 15000 \text{ kg}$

Rozměry nápravy:

Rozchod kol = 4570 mm = 4,57 m

$a = 85 \text{ mm} = 0,085 \text{ m}$

$d = 101,5 \text{ mm} = 0,101 \text{ m}$

$b = 101,5 \text{ mm} = 0,101 \text{ m}$

$e = 85 \text{ mm} = 0,085 \text{ m}$

$c = 4424 \text{ mm} = 4,424 \text{ m}$

$f = 190 \text{ mm} = 0,190 \text{ m}$

$l = a + b + c + d + e + f = 4987 \text{ mm} = 4,987 \text{ m}$

Celková síla:

$$F = 540265 \text{ N}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = 67533,1 \text{ N}$$

2.7.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0: \quad R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0: \quad R_{Ay} = 135066,25 \text{ N}$$

$$R_B = 135066,25 \text{ N}$$

Pole I: $x_1 \in \langle 0; a \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N_{(x_1)} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli I:

$$T_{(x_1)} = -67533,12 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M_{(x_1=0)} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{(x_1=a)} = -5740,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II: $x_2 \in \langle a; a + b \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N_{(x_2)} = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T_{(x_2)} = 67533,12 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M_{(x_2=a)} = -5740,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{(x_2=a+b)} = 1114,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N_{(x_3)} = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T_{(x_3)} = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M_{(x_3=a+b)} = 1114,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{(x_3=a+b+c)} = 1114,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole IV: $x_4 \in \langle a + b + c; a + b + c + d \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N_{(x_4)} = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli IV:

$$T_{(x_4)} = -67533,12 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli IV:

$$M_{(x_4=a+b+c)} = 1114,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{(x_4=a+b+c+d)} = -5740,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole V: $x_5 \in \langle a + b + c + d; a + b + c + d + e \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N_{(x_5)} = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli V:

$$T_{(x_5)} = 67533,12 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli V:

$$M_{(x_5=a+b+c+d)} = -5740,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{(x_5=a+b+c+d+e)} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole VI: $\tilde{x} \in \langle 0; f \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N_{(\bar{x})} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli VI:

$$T_{(\bar{x})} = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli VI:

$$M_{(\bar{x}=0)} = M_{(\bar{x}=f)} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.7.2. Předběžný výpočet průměru hřídele pro namáhání od ohybu

Z grafu na Obr. 63 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí mezi I a II polem a dále mezi IV a V polem a má hodnotu 5740,31 N·m.

Předběžný výpočet průměru nápravy pro namáhání od ohybového momentu.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5740,31}{\pi \cdot 157,5 \cdot 10^6}} = 0,0718 \text{ m}$$

$d = 71,8 \text{ mm} \Rightarrow$ volím průměr nápravy 75 mm.

2.7.3. Návrh průměru nepoháněné nápravy

Průměr této nápravy je stejný jako průměr poháněné nápravy namáhané jen maximálním ohybovým momentem a to 71,8 mm s ohledem na výrobce ložiskových skříní od firmy INA jsem zvolil průměr nápravy 75 mm a ložisko RASE 75.

2.7.4. Kontrola nápravy na namáhání krutem

Vstupní parametry jsou stejné jako v předcházejícím případě a stanovený průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru je také stejný $d = 50 \text{ mm}$. Výpočet minimálních otáček pro dosažení rychlosti 40 m/min je 51 ot/min.

Výpočet krouticího momentu:

$$M_k = \frac{\tau_D \cdot \pi \cdot d^3}{16} = \frac{78,5 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,050^3}{16} = 1926,68 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může náprava přenést má hodnotu 1926 N·m.

Výpočet postačujícího příkonu:

$$P = \frac{M_k \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{1926 \cdot \pi \cdot 51}{30} = 10286,20 \text{ W} = 10,2 \text{ kW}$$

$$P = 10,2 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozičku postačuje 10,2 kW.

2.7.5. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

Pro výpočet průměru nápravy působí v poli I, II a IV, V maximální ohybový moment od hmotnosti nákladu a krouticí moment od elektromotoru. Z analýzy napjatosti vyplývá, že jde o rovinnou napjatost. Spolu se sduženým smykovým napětím se jedná o rovinnou napjatost a pro dimenzování použiji Guestovu podmínku pevnosti.

$$\sigma_{\text{red}} = 146189671,1 \text{ Pa} = 146,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka vyhovuje.}$$

2.7.6. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

Z grafu na Obr. 62 je patrné, že největší posuvná síla působí v I, II, IV a V poli a má vypočítanou hodnotu 67533,13 N.

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{4 \cdot 67533,13}{\pi \cdot 0,065^2} = 15286372,5 \text{ Pa} = 15,2 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \tau_D \Rightarrow \text{Průměr nápravy vyhovuje.}$$

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko RASE 75 a volím průměr nápravy 75 mm.

2.8. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 13.

Hmotnost nákladu..... $m_1 = 40000 \text{ kg}$

Hmotnost vozíčku..... $m_2 = 15000 \text{ kg}$

Rozměry nápravy:

Rozchod kol = 5080 mm = 5,08 m

$a = 85 \text{ mm} = 0,085 \text{ m}$

$d = 101,5 \text{ mm} = 0,101 \text{ m}$

$b = 101,5 \text{ mm} = 0,101 \text{ m}$

$e = 85 \text{ mm} = 0,085 \text{ m}$

$c = 4934 \text{ mm} = 4,934 \text{ m}$

$f = 190 \text{ mm} = 0,190 \text{ m}$

$l = a + b + c + d + e + f = 5497 \text{ mm} = 5,497 \text{ m}$

Celková síla:

$$F = 540265 \text{ N}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = 67533,1 \text{ N}$$

2.8.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0 : \quad R_{Ax} = 0$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0 : \quad R_{Ay} = 135066,25 \text{ N}$$

$$R_B = 135066,25 \text{ N}$$

Pole I: $x_1 \in \langle 0; a \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N_{(x_1)} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli I:

$$T_{(x_1)} = -67533,12 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M_{(x_1=0)} = 0 \text{ N}$$

$$M_{(x_1=a)} = -5740,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II: $x_2 \in \langle a; a + b \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N_{(x_2)} = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T_{(x_2)} = 67533,12 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M_{(x_2=a)} = -5740,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{(x_2=a+b)} = 1114,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N_{(x_3)} = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T_{(x_3)} = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M_{(x_3=a+b)} = 1114,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{(x_3=a+b+c)} = 1114,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole IV: $x_4 \in \langle a + b + c; a + b + c + d \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N_{(x_4)} = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli IV:

$$T_{(x_4)} = -67533,12 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli IV:

$$M_{(x_4=a+b+c)} = 1114,29 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{(x_4=a+b+c+d)} = -5740,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole V: $x_5 \in \langle a + b + c + d; a + b + c + d + e \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N_{(x_5)} = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli V:

$$T_{(x_5)} = 67533,12 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli V:

$$M_{(x_5=a+b+c+d)} = -5740,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{(x_5=a+b+c+d+e)} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole VI: $\tilde{x} \in \langle 0; f \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N_{(\tilde{x})} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli VI:

$$T_{(\tilde{x})} = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli VI:

$$M_{(\tilde{x}=0)} = M_{(\tilde{x}=f)} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.8.2. Předběžný výpočet průměru hřídele pro namáhání od ohybu

Z grafu na Obr. 63 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí mezi I a II polem a dále mezi IV a V polem a má hodnotu 5740,31 N·m.

Předběžný výpočet průměru nápravy pro namáhání od ohybového momentu.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5740,31}{\pi \cdot 157,5 \cdot 10^6}} = 0,0718 \text{ m}$$

$d = 71,8 \text{ mm} \Rightarrow$ volím průměr nápravy 75 mm.

2.8.3. Návrh průměru nepoháněné nápravy

Průměr této nápravy je stejný jako průměr poháněné nápravy namáhané jen maximálním ohybovým momentem a to 71,8 mm s ohledem na výrobce ložiskových skříní od firmy INA jsem zvolil průměr nápravy 75 mm a ložisko RASE 75.

2.8.4. Kontrola nápravy na namáhání krutem

Vstupní parametry jsou stejné jako v předcházejícím případě a stanovený průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru je také stejný $d = 50 \text{ mm}$. Výpočet minimálních otáček pro dosažení rychlosti 40 m/min je 51 ot/min.

Výpočet krouticího momentu:

$$M_k = \frac{\tau_D \cdot \pi \cdot d^3}{16} = \frac{78,5 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,050^3}{16} = 1926,68 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může náprava přenést má hodnotu 1926 N·m.

Výpočet postačujícího příkonu:

$$P = \frac{M_k \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{1926 \cdot \pi \cdot 51}{30} = 10286,20 \text{ W} = 10,2 \text{ kW}$$

$$P = 10,2 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozíčku dostačuje 10,2 kW.

2.8.5. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

Pro výpočet průměru nápravy působí v poli I, II a IV, V. maximální ohybový moment od hmotnosti nákladu a kroutící moment od elektromotoru. Z analýzy napjatosti vyplývá, že jde o rovinnou napjatost. Spolu se sdruženým smykovým napětím se jedná o rovinnou napjatost a pro dimenzování použiji Guestovu podmínku pevnosti.

$$\sigma_{\text{red}} = 146189671,1 \text{ Pa} = 146,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka vyhovuje.}$$

2.8.6. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

Z grafu na Obr. 62 je patrné, že největší posuvná síla působí v I, II, IV a V poli a má vypočítanou hodnotu 67533,13 N.

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{4 \cdot 67533,13}{\pi \cdot 0,065^2} = 15286372,5 \text{ Pa} = 15,2 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \tau_D \Rightarrow \text{Průměr nápravy vyhovuje.}$$

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko RASE 75 a volím průměr nápravy 75 mm.

PŘÍLOHA č. 3

Analytické výpočty průměrů náprav pro konstrukční variantu „C“

3. Analytický výpočet konstrukční varianty „C“

3.1. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 12.

Hmotnost nákladu..... $m_1 = 40000$ kg
Hmotnost vozičku..... $m_2 = 15000$ kg

Rozměry nápravy:

Pro rozměry nápravy vycházím z šířky balíku dřevotřískových desek což je 6800 mm.

Levá strana:

$a = 115$ mm = 0,115 m
 $b = 2820$ mm = 2,82 m
 $c = 115$ mm = 0,115 m
 $d = 350$ mm = 0,35 m
 $l = 3400$ mm = 3,4 m

Pravá strana:

$a' = 350$ mm = 0,35 m
 $b' = 115$ mm = 0,115 m
 $c' = 2820$ mm = 2,82 m
 $d' = 115$ mm = 0,115 m
 $e' = 230$ mm = 0,23 m
 $l' = 3630$ mm = 3,63 m

Celková síla:

$$F = (m_1 + m_2) \cdot g$$

$$F = (40000 + 15000) \cdot 9,823 = 540265 \text{ N}$$

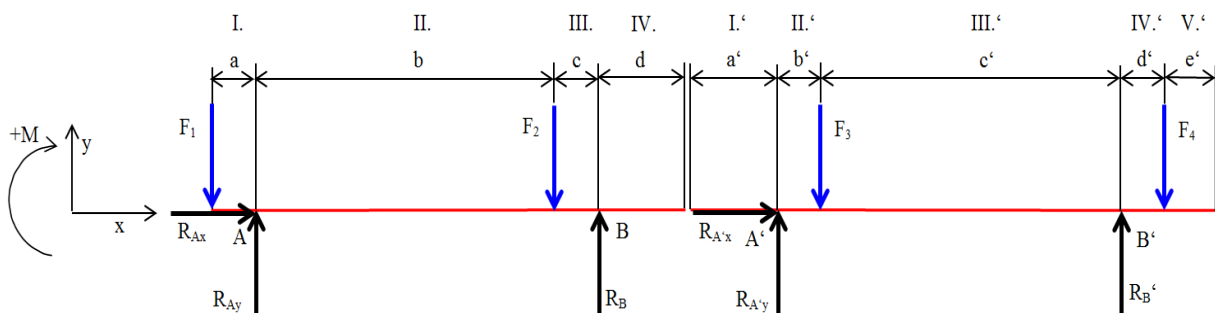
$$F = 540265 \text{ N}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = \frac{F}{8} = \frac{540265}{8} = 67533,13 \text{ N}$$

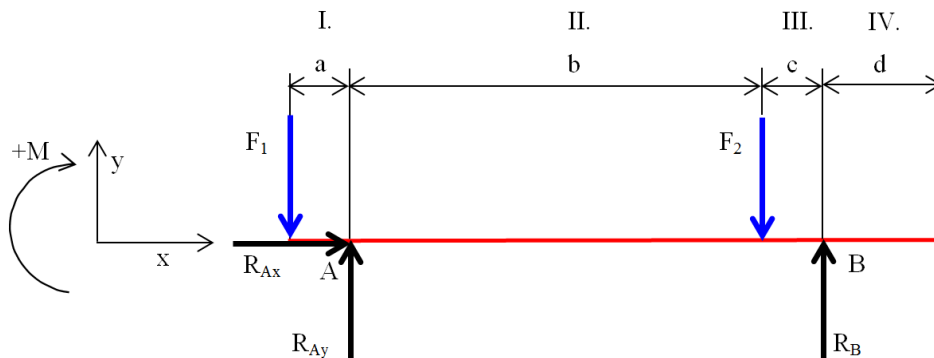
$$F_1 = F_2 = 67533,13 \text{ N}$$

Výpočtový model levé a pravé strany nápravy vozičku.



Obr. 64 Výpočtový model konstrukční varianty „C“

Výpočet zatížení a průměru levé strany nápravy.



3.1.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0: \quad R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0: \quad R_{Ay} - F_1 - F_2 + R_B = 0$$

$$R_{Ay} = F_1 + F_2 - R_B$$

Z momentové podmínky k bodu A jsem vypočítal reakci R_B .

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0:$$

$$-F_1 \cdot a + F_2 \cdot b - R_B \cdot (b + c) = 0$$

$$R_B = \frac{F_2 \cdot b - F_1 \cdot a}{b + c} = \frac{67533,16 \cdot 2,82 - 67533,16 \cdot 0,115}{2,82 + 0,115}$$

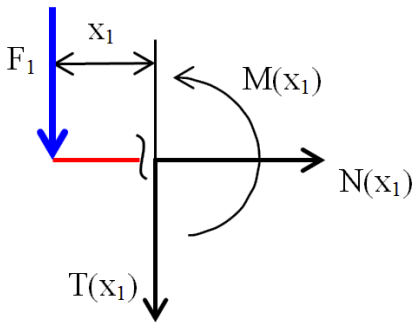
$$R_B = \frac{190443,51 - 7766,31}{2,935} = 62240,92 \text{ N}$$

$$R_B = 62240,92 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = F_1 + F_2 - R_B = 67533,13 + 67533,13 - 62240,92 = 72825,33 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 72825,33 \text{ N}$$

Pole I:



$$x_1 \in \langle 0; a \rangle$$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly poli I:

$$T(x_1) + F_1 = 0$$

$$T(x_1) = -F_1 = -67533,13 \text{ N}$$

$$T(x_1) = -67533,13 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

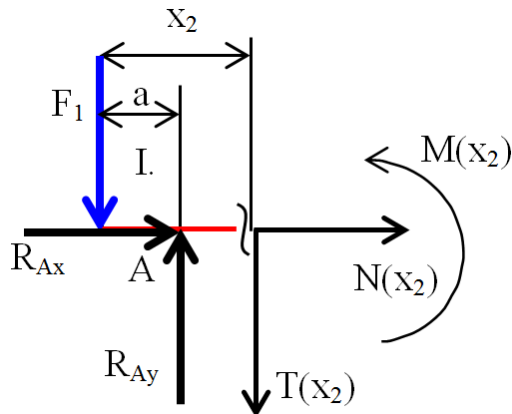
$$M(x_1) = -F_1 \cdot x_1$$

$$M(x_1 = 0) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_1 = a) = -F_1 \cdot a = -67533,16 \cdot 0,115$$

$$M(x_1 = a) = -7766,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II:



$$x_2 \in (a; a + b)$$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) + F_1 - R_{Ay} = 0$$

$$T(x_2) = R_{Ay} - F_1 = 72825,37 - 67533,16$$

$$T(x_2) = 5292,21 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2) = R_{Ay} \cdot (x_2 - a) - F_1 \cdot x_2$$

$$M(x_2 = a) = -F_1 \cdot a = -67533,16 \cdot 0,115$$

$$M(x_2 = a) = -7766,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

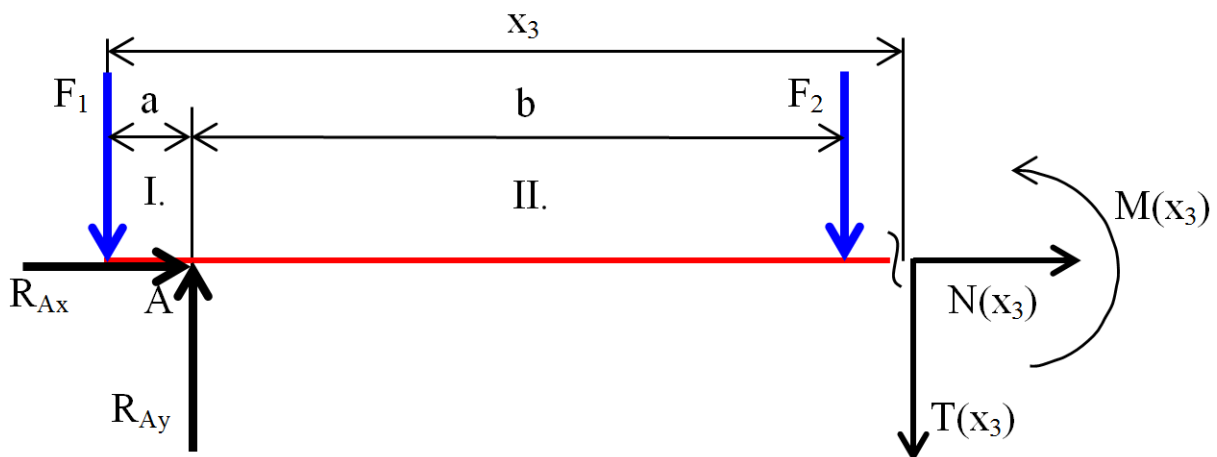
$$M(x_2 = a + b) = R_{Ay} \cdot b - F_1 \cdot (a + b)$$

$$M(x_2 = a + b) = 72825,37 \cdot 2,82 - 67533,16 \cdot (0,115 + 2,82)$$

$$M(x_2 = a + b) = 205367,54 - 198209,82 = 7157,71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a + b) = 7157,71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in (a + b; a + b + c)$



Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) + F_1 + F_2 - R_{Ay} = 0$$

$$T(x_3) = R_{Ay} - F_1 - F_2$$

$$T(x_3) = 72825,33 - 2 \cdot 67533,13$$

$$T(x_3) = -62240,92 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3) = R_{Ay} \cdot (x_3 - a) - F_1 \cdot x_3 - F_2(x_3 - a - b)$$

$$M(x_3 = a + b) = R_{Ay} \cdot b - F_1 \cdot (a + b)$$

$$M(x_3 = a + b) = 72825,37 \cdot 2,82 - 67533,16 \cdot (0,115 + 2,82)$$

$$M(x_3 = a + b) = 205367,54 - 198209,82 = 7157,71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b) = 7157,71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b + c) = R_{Ay} \cdot (b + c) - F_1 \cdot (a + b + c) - F_2 \cdot c$$

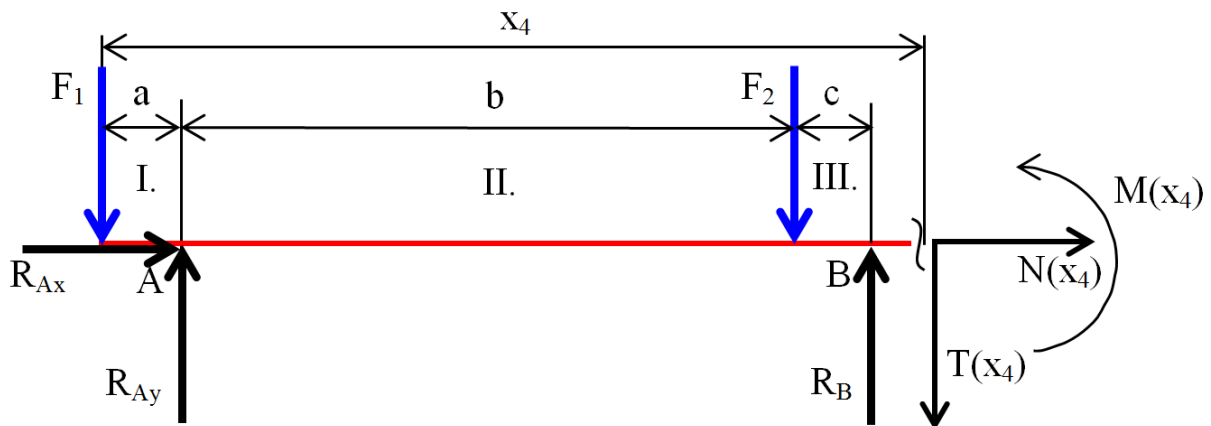
$$M(x_3 = a + b + c) = 72825,37 \cdot (2,82 + 0,115) - \\ - 67533,16 \cdot (0,115 + 2,82 + 0,115) - \\ - 67533,16 \cdot 0,115$$

$$M(x_3 = a + b + c) = 213742,46 - 205976,138 - 7766,31$$

$$M(x_3 = a + b + c) = 1,09 \cdot 10^{-11} \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b + c) \cong 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole IV:



$$x_4 \in (a + b + c; a + b + c + d)$$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_4) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli IV:

$$T(x_4) + F_1 + F_2 - R_{Ay} - R_B = 0$$

$$T(x_4) = R_{Ay} + R_B - F_1 - F_2 = 72825,33 + 62240,92 - 2 \cdot 67533,13$$

$$T(x_4) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli IV:

$$M(x_4) = R_{Ay} \cdot (x_4 - a) + R_B \cdot (x_4 - a - b - c) - F_1 \cdot x_4 - F_2 \cdot (x_4 - a - b)$$

$$M(x_4 = a + b + c) = R_{Ay} \cdot (b + c) - F_1 \cdot (a + b + c) - F_2 \cdot c$$

$$M(x_4 = a + b + c) = 72825,33 \cdot (2,82 + 0,115) - \\ - 67533,13 \cdot (0,115 + 2,82 + 0,115) - \\ - 67533,13 \cdot 0,115$$

$$M(x_4 = a + b + c) = 213742,46 - 205976,138 - 7766,31$$

$$M(x_4 = a + b + c) = 1,09 \cdot 10^{-11} \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_4 = a + b + c) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_4 = a + b + c + d) = R_{Ay} \cdot (b + c + d) + R_B \cdot d - F_1 \cdot (a + b + c + d) - F_2 \cdot (c + d)$$

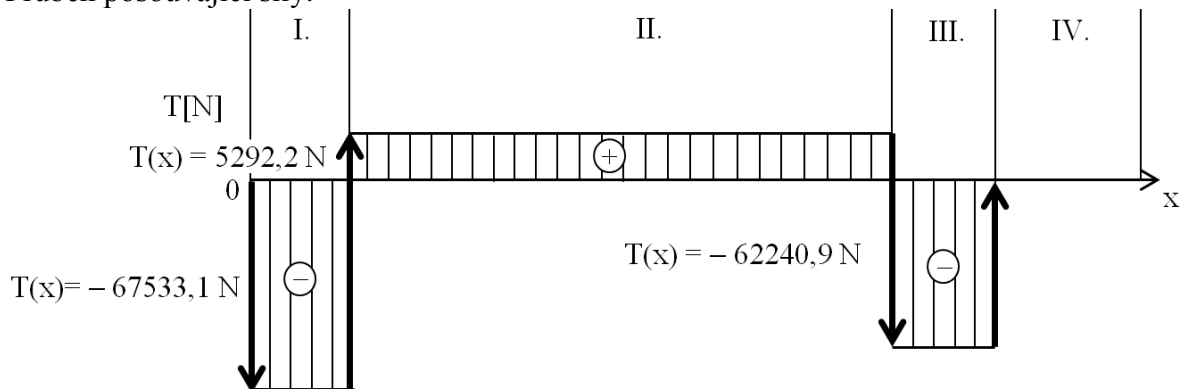
$$M(x_4 = a + b + c + d) = 72825,33 \cdot (2,82 + 0,115 + 0,35) + 62240,92 \cdot 0,35 - 67533,13 \cdot (0,115 + 2,82 + 0,115 + 0,35) - 67533,13 \cdot (0,115 + 0,35)$$

$$M(x_4 = a + b + c + d) = 239231,34 + 21784,33 - 229612,74 - 31402,91$$

$$M(x_4 = a + b + c + d) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

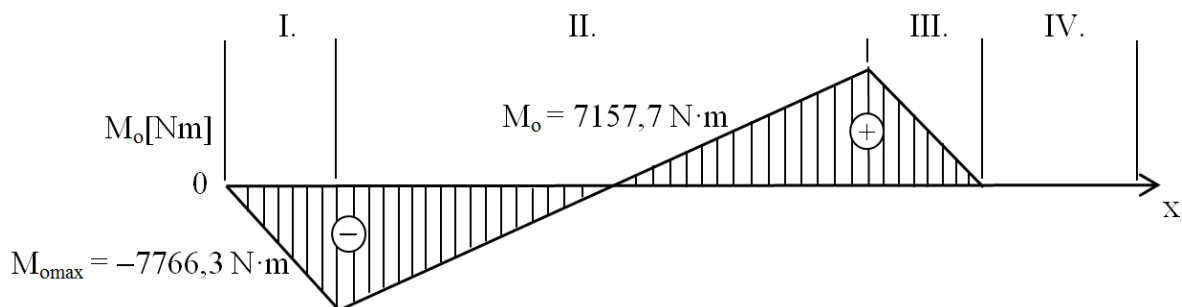
3.1.2. Průběh posouvající síly a ohybového momentu

Průběh posouvající síly:



Obr. 65 Průběh posouvající síly varianta „C“ levá strana

Průběh ohybového momentu:



Obr. 66 Průběh maximálního ohybového momentu varianta „C“ levá strana

3.1.3. Předběžný výpočet průměru hřídele pro namáhání od ohybu

Z grafu na Obr. 66 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí mezi I a II polem a má hodnotu 7766,31 N·m.

Předběžný výpočet průměru nápravy pro namáhání od ohybového momentu.

$$M_{\text{omax}} = 7766,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 7766,31}{\pi \cdot 157,5 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{248521,92}{494800842,9}} = \sqrt[3]{5,022 \cdot 10^{-4}} = 0,07948 \text{ m}$$

$$d = 79,48 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím průměr nápravy } 80 \text{ mm.}$$

3.1.4. Kontrola nápravy na namáhání krutem

Dáno: $v = 40 \text{ m/min}$
 $d_{\text{kola}} = 250 \text{ mm} = 0,25 \text{ m}$

Podle navrženého průměru nápravy stanovím průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru.

$$d = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$$

Pro dosažení rychlosti 40 m/min je potřeba minimálně 51 ot/min.

Výpočet krouticího momentu:

$$M_k = \frac{\tau_D \cdot \pi \cdot d^3}{16} = \frac{78,5 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,05^3}{16} = \frac{30826,87}{16} = 1926,67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může náprava přenést má hodnotu 1926 N·m.

Výpočet postačujícího příkonu:

$$P = \frac{M_k \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{1926 \cdot \pi \cdot 51}{30} = 10286,2 \text{ W} = 10,2 \text{ kW}$$

$$P = 10,2 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozičku postačuje 10,2 kW.

3.1.5. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

Pro výpočet průměru nápravy působí v I a II poli maximální ohybový moment od hmotnosti nákladu a krouticí moment od elektromotoru. Z analýzy napjatosti vyplývá, že jde o rovinnou napjatost.

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_{\text{omax}}}{\pi \cdot d^3}\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 7766,31}{\pi \cdot 0,080^3}\right)^2 + \left(\frac{32 \cdot 1926}{\pi \cdot 0,080^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\left(\frac{248521,92}{1,608 \cdot 10^{-3}}\right)^2 + \left(\frac{61632}{1,608 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = \sqrt{2,38 \cdot 10^{16} + 1,46 \cdot 10^{16}}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 159186071,4 = 159,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka nevyhovuje.}$$

Úprava průměru náprav na 90 mm a další kontrolní výpočet od kombinovaného namáhání ohybem a krutem.

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 7766,31}{\pi \cdot 0,090^3}\right)^2 + \left(\frac{32 \cdot 1926}{\pi \cdot 0,090^3}\right)^2} = 111801465,8 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 111801465,8 = 111,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka vyhovuje.}$$

3.1.6. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

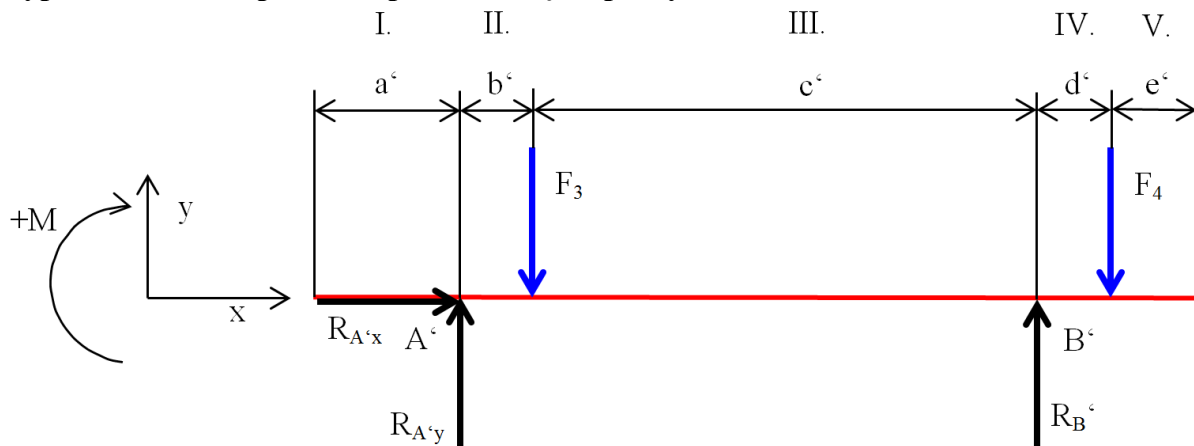
Z grafu na Obr. 65 je patrné, že největší posuvná síla působí v I poli a má vypočítanou hodnotu 67533,13 N.

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{T}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4 \cdot 19646}{\pi \cdot 0,090^2} = 10615536,5 \text{ Pa} = 10,6 \text{ MPa}$$

$\tau \leq \tau_D \Rightarrow$ Průměr nápravy vyhovuje.

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko RASE 90 a volím průměr nápravy 90 mm.

Výpočet zatížení a průměru pravé strany nápravy.



3.1.7. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A' a B' součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0: \quad R_{Ax}' = 0 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0: \quad R_{Ay}' - F_1 - F_2 + R_B' = 0$$

$$R_{Ay}' = F_1 + F_2 - R_B'$$

Z momentové podmínky k bodu A' jsem vypočítal reakci R_B' .

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0:$$

$$F_1 \cdot b' + F_2 \cdot (b' + c' + d') - R_B \cdot (b' + c') = 0$$

$$R_B' = \frac{F_1 \cdot b' + F_2 \cdot (b' + c' + d')}{b' + c'}$$

$$R_B' = \frac{67533,13 \cdot 0,115 + 67533,13 \cdot (0,115 + 2,82 + 0,115)}{0,115 + 2,82}$$

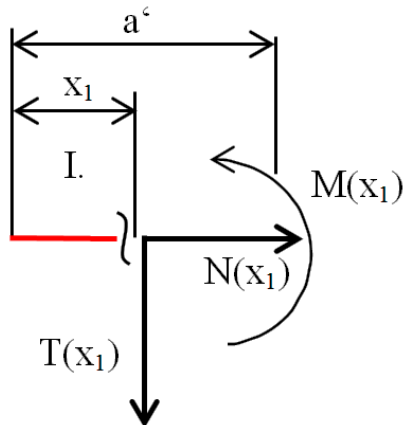
$$R_B' = \frac{7766,31 + 205976,04}{2,935} = 72825,32 \text{ N}$$

$$R_B' = 72825,32 \text{ N}$$

$$R_{Ay}' = F_1 + F_2 - R_B = 67533,13 + 67533,13 - 72825,32 = 62240,92 \text{ N}$$

$$R_{Ay}' = 62240,92 \text{ N}$$

Pole I:



$$x_1 \in \langle 0; a' \rangle$$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

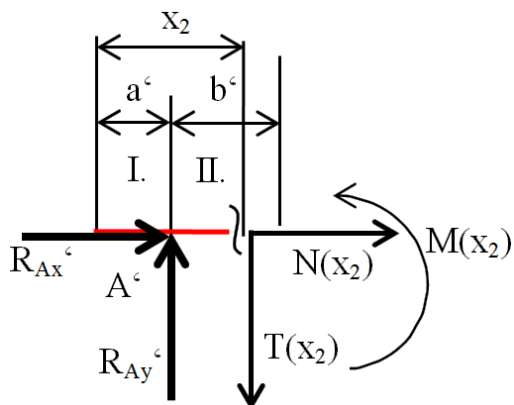
Výpočet posuvné síly v poli I:

$$T(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M(x_1 = 0) = M(x_1 = a') = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II:



$$x_2 \in \langle a'; a' + b' \rangle$$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = R_{Ax}' = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) - R_{Ay}' = 0$$

$$T(x_2) = R_{Ay}' = 62240,92 \text{ N}$$

$$T(x_2) = 62240,92 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2) = R_{Ay}' \cdot (x_2 - a')$$

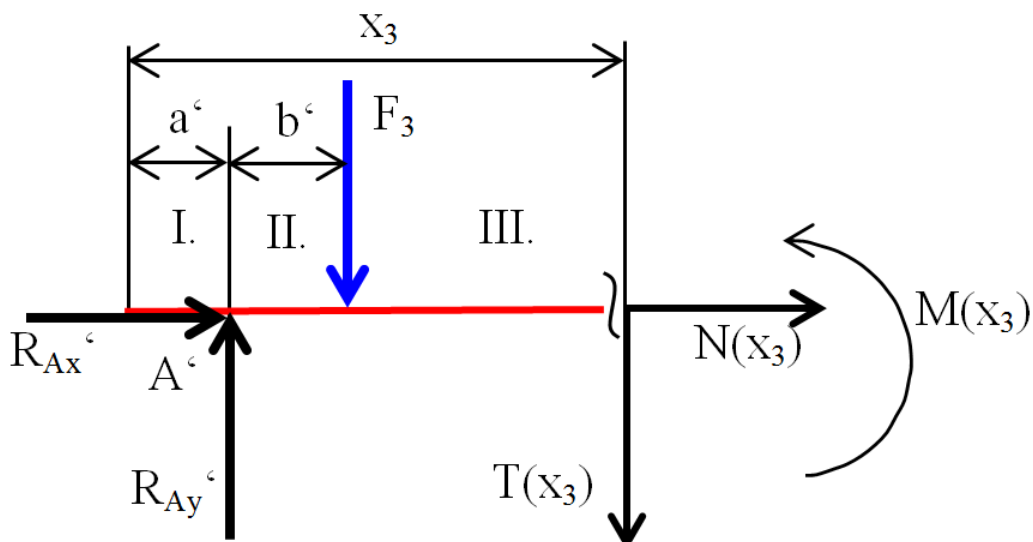
$$M(x_2 = a') = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a' + b') = R_{Ay}' \cdot b'$$

$$M(x_2 = a' + b') = 62240,92 \cdot 0,115 = 7157,71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a' + b') = 7157,71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in \langle a' + b'; a' + b' + c' \rangle$



Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = R_{Ax}' = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) + F_1 - R_{Ay}' = 0$$

$$T(x_3) = R_{Ay}' - F_1$$

$$T(x_3) = 62240,92 - 67533,13 = -5292,21 \text{ N}$$

$$T(x_3) = -5292,21 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3) = R_{Ay}' \cdot (x_3 - a') - F_1 \cdot (x_3 - a' - b')$$

$$M(x_3 = a' + b') = R_{Ay}' \cdot b' = 62240,92 \cdot 0,115 = 7157,71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

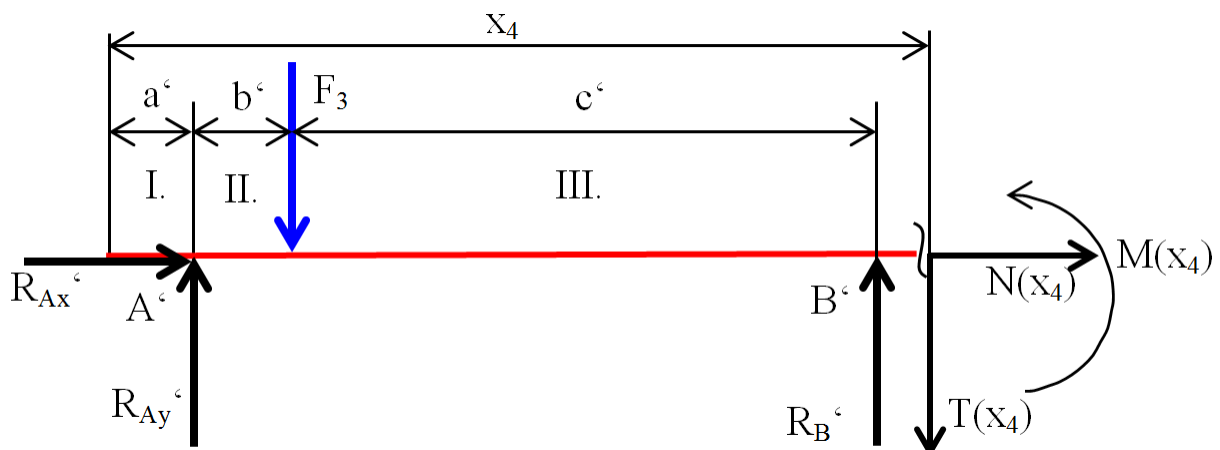
$$M(x_3 = a' + b') = 7157,71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a' + b' + c') = R_{Ay}' \cdot (b' + c') - F_1 \cdot c'$$

$$M(x_3 = a' + b' + c') = 62240,92 \cdot (0,115 + 2,82) - 67533,13 \cdot 2,82$$

$$M(x_3 = a' + b' + c') = -7766,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole IV:



$$x_4 \in \langle a' + b' + c'; a' + b' + c' + d' \rangle$$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_4) = R_{Ax}' = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli IV:

$$T(x_4) + F_1 - R_{Ay}' - R_B' = 0$$

$$T(x_4) = R_{Ay}' + R_B' - F_1 = 62240,92 + 72825,33 - 67533,13 = 67533,13 \text{ N}$$

$$T(x_4) = 67533,13 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli IV:

$$M(x_4) = R_{Ay}' \cdot (x_4 - a') + R_B' \cdot (x_4 - a' - b' - c') - F_1 \cdot (x_4 - a' - b')$$

$$M(x_4 = a' + b' + c') = R_{Ay}' \cdot (b' + c') - F_1 \cdot c'$$

$$M(x_4 = a' + b' + c') = 62240,92 \cdot (0,115 + 2,82) - 67533,13 \cdot 2,82$$

$$M(x_4 = a' + b' + c') = -7766,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_4 = a' + b' + c' + d') = R_{Ay}' \cdot (b' + c' + d') + R_B' \cdot d' - F_1 \cdot (c' + d')$$

$$M(x_4 = a' + b' + c' + d') = 62240,92 \cdot (0,115 + 2,82 + 0,115) + 72825,33 \cdot 0,115 - 67533,13 \cdot (2,82 + 0,115)$$

$$M(x_4 = a' + b' + c' + d') = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet průběhu ohybového momentu výpočtem z pravé strany, kde jsem zavedl nový souřadný systém \tilde{x} .

Pole V.

$$\tilde{x} \in \langle 0; e' \rangle$$

Výpočet síly do osy x:

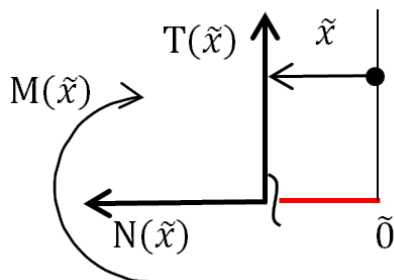
$$N(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli V:

$$T(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

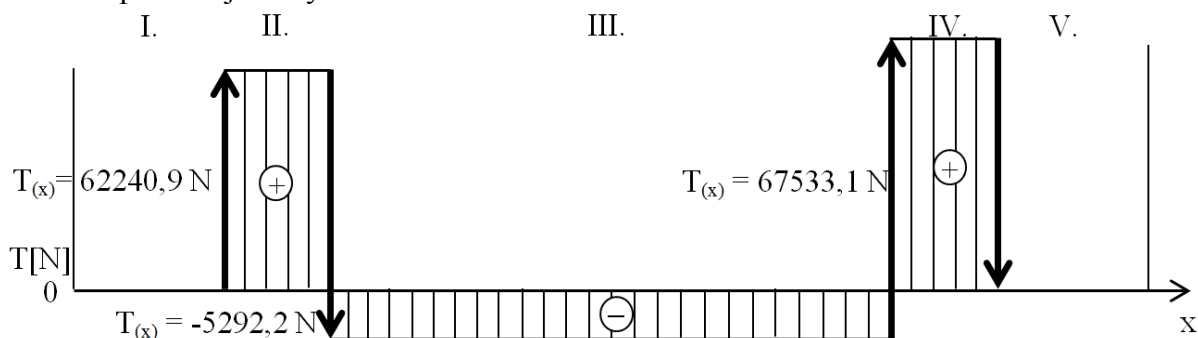
Výpočet ohybového momentu v poli V:

$$M(\tilde{x}) = M(\tilde{x} = 0) = M(\tilde{x} = e) = 0 \text{ N}$$



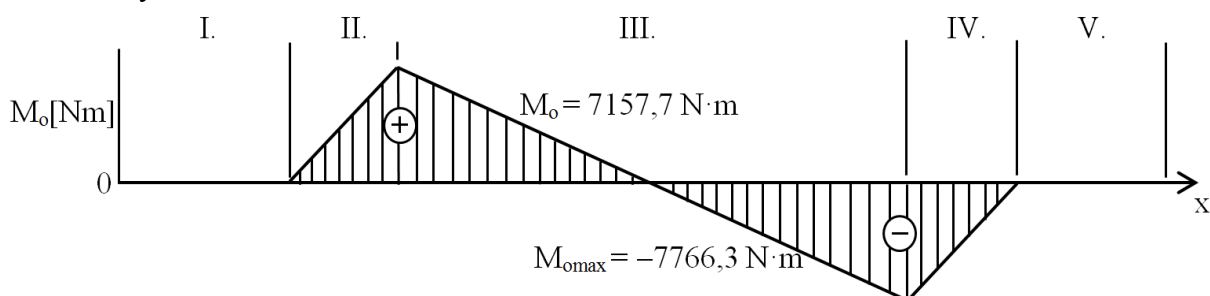
3.1.8. Průběh posouvající síly a ohybového momentu

Průběh posouvající síly:



Obr. 67 Průběh posouvající síly varianta „C“ pravá strana

Průběh ohybového momentu:



Obr. 68 Průběh maximálního ohybového momentu varianta „C“ pravá strana

3.1.9. Výpočet průměru hřídele pro namáhání ohybem a krutem

Z grafu na Obr. 68 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí mezi III a IV polem a má hodnotu 7766,31 N·m stejně jako v levé polovině nápravy u předcházejícího případu proto i výpočet průměru nápravy je stejný a volím ložisko RASE 90 a volím průměr nápravy 90 mm.

3.2. Výpočet průměru poháněné a nepoháněné nápravy pro zatížení a rozchod kol pořadové číslo 13.

Hmotnost nákladu..... $m_1 = 40000$ kg
Hmotnost vozíčku..... $m_2 = 15000$ kg

Rozměry nápravy:

Pro rozměry nápravy vycházím z šířky balíku dřevotřískových desek což je 7600 mm.

Levá strana:

$a = 115$ mm = 0,115 m
 $b = 3220$ mm = 3,22 m
 $c = 115$ mm = 0,115 m
 $d = 350$ mm = 0,35 m

Pravá strana:

$a' = 350$ mm = 0,35 m
 $b' = 115$ mm = 0,115 m
 $c' = 3220$ mm = 3,22 m
 $d' = 115$ mm = 0,115 m
 $e' = 230$ mm = 0,23 m

Celková síla:

$$F = 540265 \text{ N}$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_1 = F_2 = 67533,13 \text{ N}$$

Výpočet zatížení a průměru nápravy na levé straně.

3.2.1. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A a B součtem sil do osy x a y:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0 : \quad R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0 : \quad R_{Ay} = 72190,58 \text{ N}$$

$$R_B = 62875,66 \text{ N}$$

Pole I: $x_1 \in \langle 0; a \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v prvním poli:

$$T(x_1) = -67533,13 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M(x_1 = 0) = 0 \text{ N}$$

$$M(x_1 = a) = -7766,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II: $x_2 \in \langle a; a + b \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) = 4657,45 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2 = a) = -7766,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a + b) = 7230,70 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in \langle a + b; a + b + c \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) = -62875,66 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3 = a + b) = 7230,70 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a + b + c) \cong 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole IV: $x_4 \in \langle a + b + c; a + b + c + d \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_4) = R_{Ax} = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli IV:

$$T(x_4) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli IV:

$$M(x_4 = a + b + c) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_4 = a + b + c + d) = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.2.2. Předběžný výpočet průměru hřídele pro namáhání od ohybu

Z grafu na Obr. 65 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí mezi I a II. polem a má hodnotu 7766,31 N·m.

Předběžný výpočet průměru nápravy pro namáhání od ohybového momentu.

$$M_{\text{omax}} = 7766,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 7766,31}{\pi \cdot 157,5 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{248521,92}{494800842,9}} = \sqrt[3]{5,022 \cdot 10^{-4}} = 0,07948 \text{ m}$$

$$d = 79,48 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím průměr nápravy } 80 \text{ mm}$$

3.2.3. Kontrola nápravy na namáhání krutem

Podle navrženého průměru nápravy stanovím průměr, který je namáhám jen na krut od pohonu elektromotoru.

$$d = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$$

Výpočet krouticího momentu:

$$M_k = \frac{\tau_D \cdot \pi \cdot d^3}{16} = \frac{78,5 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,05^3}{16} = 1926,67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_k = 1926 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální krouticí moment, který může náprava přenést má hodnotu 1926 N·m.

Výpočet postačujícího příkonu:

$$P = \frac{M_k \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{1926 \cdot \pi \cdot 51}{30} = 10286,2 \text{ W} = 10,2 \text{ kW}$$

$$P = 10,2 \text{ kW}$$

Příkon elektromotoru pro dosažení rychlosti 40 m/min kolejového vozičku postačuje 10,2 kW.

3.2.4. Kontrola průměru nápravy od kombinovaného namáhání od ohybu a krutu

Pro výpočet průměru nápravy působí v I a II poli maximální ohybový moment od hmotnosti nákladu a krouticí moment od elektromotoru. Z analýzy napjatosti vyplývá, že jde o rovinnou napjatost.

$$d = 80 \text{ mm} = 0,08 \text{ m}$$

$$\sigma_{\text{red}} = 159186071,4 = 159,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka nevyhovuje.}$$

Úprava průměru náprav na 90 mm a další kontrolní výpočet od kombinovaného namáhání ohybem a krutem.

$$\sigma_{\text{red}} = 111801465,8 = 111,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq \sigma_D \Rightarrow \text{Pevnostní podmínka vyhovuje.}$$

3.2.5. Kontrola průměru nápravy namáhané stříhem

Z grafu na Obr. 65 je patrné, že největší posuvná síla působí v IV poli a má vypočítanou hodnotu 67533,13 N.

$$d = 90 \text{ mm} = 0,09 \text{ m}$$

$$\tau = \frac{T}{A} = \frac{4 \cdot 19646}{\pi \cdot 0,090^2} = 10615536,5 \text{ Pa} = 10,6 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \tau_D \Rightarrow \text{Průměr nápravy vyhovuje.}$$

Podle výrobce ložisek firmy INA volím ložisko RASE 90 a volím průměr nápravy 90 mm.

Výpočet zatížení a průměru nápravy na pravé straně.

3.2.6. Výpočet posouvající síly a ohybového momentu

Výpočet reakcí v bodě A' a B' součtem sil do osy x a y:

$$\Sigma F_{i_x} = 0 : \quad R_{Ax}' = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_{i_y} = 0 : \quad R_{Ay}' = 62875,67 \text{ N}$$

$$R_B' = 72190,58 \text{ N}$$

$$\text{Pole I:} \quad x_1 \in \langle 0; a' \rangle$$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli I:

$$T(x_1) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli I:

$$M(x_1 = 0) = M(x_1 = a') = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole II: $x_2 \in \langle a'; a' + b' \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_2) = R_{Ax}' = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli II:

$$T(x_2) = 62875,67 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli II:

$$M(x_2 = a') = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_2 = a' + b') = 7230,70 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole III: $x_3 \in \langle a' + b'; a' + b' + c' \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_3) = R_{Ax}' = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli III:

$$T(x_3) = -4657,45 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli III:

$$M(x_3 = a' + b') = 7230,70 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_3 = a' + b' + c') = -7766,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pole IV: $x_4 \in \langle a' + b' + c'; a' + b' + c' + d' \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(x_4) = R_{Ax}' = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli IV:

$$T(x_4) = 67533,13 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli IV:

$$M(x_4 = a' + b' + c') = -7766,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M(x_4 = a' + b' + c' + d') = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet průběhu ohybového momentu výpočtem z pravé strany, kde jsem zavedl nový souřadný systém \tilde{x} .

Pole V: $\tilde{x} \in \langle \tilde{0}; e' \rangle$

Výpočet síly do osy x:

$$N(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet posuvné síly v poli V:

$$T(\tilde{x}) = 0 \text{ N}$$

Výpočet ohybového momentu v poli V:

$$M(\tilde{x}) = M(\tilde{x} = \tilde{0}) = M(\tilde{x} = e') = 0 \text{ N}$$

3.2.7. Výpočet průměru hřídele pro namáhání ohybem a krutem

Z grafu na Obr. 68 je zřejmé, že maximální ohybový moment působí mezi III a IV polem a má hodnotu 7766,31 N·m stejně jako v levé polovině nápravy u předcházejícího případu proto i výpočet průměru nápravy je stejný a volím ložisko RASE 90 a volím průměr nápravy 90 mm.

PŘÍLOHA č. 4

Analytické výpočty základní trvanlivosti ložiskových skříní

4. Analytické výpočty základní trvanlivosti ložiskových skříní

4.1. Výpočet základní trvanlivosti ložisek pořadové číslo 1.

Pro zvolený průměr nápravy 45 mm a pro ložisko PASE 45 od výrobce ložisek firmy INA jsou zadány hodnoty pro výpočet základní trvanlivosti tyto:

Vstupy:

$$F_1 = 9823 \text{ N}$$

$$n = 51 \text{ ot/min}$$

$p = 3$ exponent pro ložiska s bodovým stykem

$$C_r = 34500 \text{ N [26]}$$

Řešení:

V podporách pro výpočet životnosti bylo uvažováno jen s radiálním zatížením, axiální složka skutečného zatížení je nulová, proto ekvivalentní radiální zatížení $P = F$. Koeficient radiálního dynamického zatížení X má hodnotu 1 a koeficient axiálního dynamického zatížení Y je roven nule.



Obr. 69 Ložisková skříň INA [20]

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{34500}{9823}\right)^3 = 14158,3 \text{ hod}$$

Základní trvanlivost ložiska PASE 45 pro konstrukční řešení „A“ pořadové číslo 1 je 14158 hodin.

4.2. Výpočet základní trvanlivosti ložisek pořadové číslo 2.

Pro zvolený průměr nápravy 45 mm a pro ložisko PASE 45 od výrobce ložisek firmy INA jsou zadány hodnoty pro výpočet základní trvanlivosti tyto:

Vstupy:

$$F_1 = 9823 \text{ N}$$

$$n = 51 \text{ ot/min}$$

$p = 3$ exponent pro ložiska s bodovým stykem

$$C_r = 34500 \text{ N [26]}$$

Zatížení a zvolené ložisko PASE 45 je stejné, jako u předcházejícího případu, proto je i životnost stejná 14158 hodin.

4.3. Výpočet základní trvanlivosti ložiska pořadové číslo 3.

Pro zvolený průměr nápravy 60 mm a pro ložisko PASE 60-N od výrobce ložisek firmy INA jsou zadány hodnoty pro výpočet základní trvanlivosti tyto:

Vstupy:

$$F_1 = 27013,25 \text{ N}$$

$$n = 51 \text{ ot/min}$$

$p = 3$ exponent pro ložiska s bodovým stykem

$$C_r = 56000 \text{ N [26]}$$

Řešení:

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{56000}{27013,25} \right)^3 = 2911,5 \text{ hod}$$

Tato základní trvanlivost ložisek není dostatečná, proto volím ložiskovou skříň RSAO 60.

Vstupy:

$$C_r = 87000 \text{ N [29]}$$

Řešení:

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{87000}{27013,25} \right)^3 = 10917,2 \text{ hod}$$

Základní trvanlivost ložiska RSAO 60 pro konstrukční řešení „A“ pořadové číslo 3 je 10917 hodin. Tato základní trvanlivost také není vysoká, proto doporučuji stojaté ložiskové skříň od firmy SKF označení SYNT 60 LTS s těmito hodnotami:

Vstupy:

$$F_1 = 27013,25 \text{ N}$$

$$n = 51 \text{ ot/min}$$

$$p = 10/3 \text{ exponent pro ložiska s čárovým stykem}$$

$$C_r = 170000 \text{ N [25]}$$

Řešení:

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{170000}{27013,25} \right)^{\frac{10}{3}} = 150381,4 \text{ hod}$$

Základní trvanlivost stojaté ložiskové skříň SYNT 60 LTS od výrobce ložisek firmy SKF pro konstrukční řešení „A“ pořadové číslo 3 je 150381 hodin.

4.4. Výpočet základní trvanlivosti ložiska pořadové číslo 4.

Pro zvolený průměr nápravy 60 mm a pro ložiskovou jednotku SYNT 60 LTS od výrobce ložisek firmy SKF jsou zadané hodnoty pro výpočet základní trvanlivosti tyto:

Vstupy:

$$F_1 = 27013,25 \text{ N}$$

$$n = 51 \text{ ot/min}$$

$$p = 10/3 \text{ exponent pro ložiska s čárovým stykem}$$

$$C_r = 17000 \text{ N [25]}$$

Zatížení a zvolené ložisko SYNT 60 LTS je stejné, jako u předcházejícího případu, proto je i životnost stejná 150381 hodin.

4.5. Výpočet základní trvanlivosti ložiska pořadové číslo 5.

4.5.1. Výpočet základní trvanlivosti ložiska u konstrukčního řešení „A“ pořadové číslo 5.

Pro zvolený průměr nápravy 70 mm a pro ložisko RSAO 70 od výrobce ložisek firmy INA jsou zadané hodnoty pro výpočet základní životnosti tyto:

Vstupy:

$$F_1 = 39292 \text{ N}$$

$$n = 51 \text{ ot/min}$$

$$p = 3 \text{ exponent pro ložiska s bodovým stykem}$$

$$C_r = 111000 \text{ N [29]}$$

Řešení:

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{111000}{39292}\right)^3 = 7367,9 \text{ hod}$$

Životnost ložiska RSAO 70 nevyhovuje, proto volím stojaté ložiskové skříně SYNT 70 F od výrobce ložisek firmy SKF se soudečkovými ložisky. Hodnoty pro výpočet ložiskové jednotky jsou tyto:

Vstupy:

$$\begin{aligned} F_1 &= 39292 \text{ N} \\ n &= 51 \text{ ot/min} \\ p &= 10/3 \text{ exponent pro ložiska s čárovým stykem} \\ C_r &= 208000 \text{ N [25]} \end{aligned}$$

Řešení:

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{208000}{39292}\right)^{\frac{10}{3}} = 84492,4 \text{ hod}$$

Základní trvanlivost stojaté ložiskové skříně SYNT 70 F od výrobce ložisek firmy SKF pro konstrukční řešení „A“ pořadové číslo 5 je 84492 hodin.

4.5.2. Výpočet základní trvanlivosti ložiska u konstrukčního řešení „B“ pořadové číslo 5.

Pro zvolený průměr nápravy 50 mm a pro ložisko RSAO 50 od výrobce ložisek firmy INA jsou zadané hodnoty pro výpočet životnosti tyto:

Vstupy:

$$\begin{aligned} F_1 &= 19646 \text{ N} \\ n &= 51 \text{ ot/min} \\ p &= 3 \text{ exponent pro ložiska s bodovým stykem} \\ C_r &= 66000 \text{ N [29]} \end{aligned}$$

Řešení:

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{66000}{19646}\right)^3 = 12390,7 \text{ hod}$$

Životnost ložiska RSAO50 pro konstrukční řešení „B“ pořadové číslo 5 je 12390 hodin.

4.6. Výpočet základní trvanlivosti ložiska pořadové číslo 6.

Pro zvolený průměr nápravy 50 mm a pro ložisko RSAO 50 od výrobce ložisek firmy INA jsou zadané hodnoty pro výpočet základní trvanlivosti tyto:

Vstupy:

$$\begin{aligned} F_1 &= 19646 \text{ N} \\ n &= 51 \text{ ot/min} \\ p &= 3 \text{ exponent pro ložiska s bodovým stykem} \\ C_r &= 37500 \text{ N [29]} \end{aligned}$$

Zatížení a zvolené ložisko RASO50 je stejné, jako u předcházejícího případu, proto je i základní trvanlivost stejná 12390 hodin.

4.7. Výpočet základní trvanlivosti ložiska pořadové číslo 7.

Pro zvolený průměr nápravy 50 mm a pro ložisko RSAO50 od výrobce ložisek firmy INA jsou zadány hodnoty pro výpočet základní trvanlivosti tyto:

Vstupy:

$$\begin{aligned}F_1 &= 19646 \text{ N} \\n &= 51 \text{ ot/min} \\p &= 3 \text{ exponent pro ložiska s bodovým stykem} \\C_r &= 56000 \text{ N [29]}\end{aligned}$$

Zatížení a zvolené ložisko RASO50 je stejné, jako u předcházejícího případu, proto je i životnost stejná 12390 hodin.

4.8. Výpočet základní trvanlivosti ložiska pořadové číslo 8.

Pro zvolený průměr nápravy 60 mm a pro ložisko RASO 60 od výrobce ložisek firmy INA jsou zadány hodnoty pro výpočet základní trvanlivosti tyto:

Vstupy:

$$\begin{aligned}F_1 &= 29469 \text{ N} \\n &= 51 \text{ ot/min} \\p &= 3 \text{ exponent pro ložiska s bodovým stykem} \\C_r &= 87000 \text{ N [29]}\end{aligned}$$

Řešení:

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{87000}{29469}\right)^3 = 8409,08 \text{ hod}$$

Základní trvanlivost ložiska RSAO 60 pro konstrukční řešení „B“ pořadové číslo 8 je 8409 hodin. Tato základní trvanlivost nevyhovuje, proto doporučuji použít stojaté ložiskové skříně SYNT 60 LTS od výrobce ložisek firmy SKF. Hodnoty pro výpočet ložiskové jednotky jsou tyto:

Vstupy:

$$\begin{aligned}F_1 &= 29469 \text{ N} \\n &= 51 \text{ ot/min} \\p &= 10/3 \text{ exponent pro ložiska s čárovým stykem} \\C_r &= 156000 \text{ N [25]}\end{aligned}$$

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{156000}{29469}\right)^{\frac{10}{3}} = 84492,4 \text{ hod}$$

Základní trvanlivost stojaté ložiskové skříně SYNT 60 LTS od výrobce ložisek firmy SKF pro konstrukční řešení „B“ pořadové číslo 8 je 84492 hodin.

4.9. Výpočet základní trvanlivosti ložiska pořadové číslo 9.

Pro zvolený průměr nápravy 60 mm a pro stojaté ložiskové skříně SYNT 60 LTS od výrobce ložisek firmy SKF jsou zadány hodnoty pro výpočet základní trvanlivosti tyto:

Vstupy:

$$\begin{aligned}F_1 &= 29469 \text{ N} \\n &= 51 \text{ ot/min} \\p &= 10/3 \text{ exponent pro ložiska s čárovým stykem} \\C_r &= 156000 \text{ N [25]}\end{aligned}$$

Zatížení a zvolené stojaté ložiskové skříně SYNT 60 LTS je stejné, jako u předcházejícího případu, proto je i základní trvanlivost 84492 hodin.

4.10. Výpočet základní trvanlivosti ložiska pořadové číslo 10.

Pro zvolený průměr nápravy 65 mm a pro ložisko RASE65-214 od výrobce ložisek firmy INA jsou zadané hodnoty pro výpočet životnosti tyto:

Vstupy:

$$\begin{aligned}F_1 &= 44203,5 \text{ N} \\n &= 51 \text{ ot/min} \\p &= 3 \text{ exponent pro ložiska s bodovým stykem} \\C_r &= 66000 \text{ N [30]}\end{aligned}$$

Řešení:

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{66000}{44203,5} \right)^3 = 1087,8 \text{ hod}$$

Životnost ložiska RASE65-214 pro konstrukční řešení „B“ pořadové číslo 10 je 1087 hodin. Tato základní trvanlivost nevyhovuje, proto doporučuji použít stojaté ložiskové skříně SYNT 65 F od výrobce ložisek firmy SKF. Hodnoty pro výpočet ložiskové jednotky jsou tyto:

Vstupy:

$$\begin{aligned}F_1 &= 44203,5 \text{ N} \\n &= 51 \text{ ot/min} \\p &= 10/3 \text{ exponent pro ložiska s čárovým stykem} \\C_r &= 210000 \text{ N [25]}\end{aligned}$$

Řešení:

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{210000}{44203,5} \right)^{\frac{10}{3}} = 58906,4 \text{ hod}$$

Základní trvanlivost stojaté ložiskové skříně SYNT 65 F od výrobce ložisek firmy SKF pro konstrukční řešení „B“ pořadové číslo 10 je 58906 hodin.

4.11. Výpočet základní trvanlivosti ložiska pořadové číslo 11.

Pro zvolený průměr nápravy 65 mm a pro stojatou ložiskovou skříně SYNT 65 F od výrobce ložisek firmy SKF jsou zadané hodnoty pro výpočet životnosti tyto:

Vstupy:

$$\begin{aligned}F_1 &= 44203,5 \text{ N} \\n &= 51 \text{ ot/min} \\p &= 10/3 \text{ exponent pro ložiska s čárovým stykem} \\C_r &= 210000 \text{ N [25]}\end{aligned}$$

Zatížení a zvolená stojatá ložisková skříně SYNT 65 F je stejná, jako u předcházejícího případu, proto je i základní trvanlivost 58906 hodin.

4.12. Výpočet základní trvanlivosti ložiska pořadové číslo 12. a 13.

4.12.1. Výpočet základní trvanlivosti ložiska u konstrukčního řešení „B“ pořadové číslo 12.

Pro zvolený průměr nápravy 75 mm a pro ložisko RASE 75 od výrobce ložisek firmy INA jsou zadané hodnoty pro výpočet životnosti tyto:

Vstupy:

$$\begin{aligned}F_1 &= 67533,1 \text{ N} \\n &= 51 \text{ ot/min} \\p &= 3 \text{ exponent pro ložiska s bodovým stykem} \\C_r &= 66000 \text{ N [30]}\end{aligned}$$

Ložisko nespĺňuje pro vypočítané zatížení hodnotu dynamické únosnosti, proto volím ložisko RSAO 80 a průměr nápravy 80 mm.

Vstupy:

$$C_r = 131000 \text{ N [29]}$$

Řešení:

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{131000}{67533,1}\right)^3 = 2385,34 \text{ hod}$$

Základní trvanlivost ložiska RASE 80 pro konstrukční řešení „B“ pořadové číslo 12 je 2385 hodin. Tato základní trvanlivost nevyhovuje, proto bylo doporučeno použití děleného stojatého ložiskového tělesa FSNL 520-617 od výrobce ložisek firmy SKF. Hodnoty pro výpočet ložiskové skříně jsou tyto:

Vstupy:

$$\begin{aligned}p &= 10/3 \text{ exponent pro ložiska s čárovým stykem} \\C_r &= 310000 \text{ N [25]}\end{aligned}$$

Řešení:

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{310000}{67533,1}\right)^{\frac{10}{3}} = 52533,6 \text{ hod}$$

Základní trvanlivost stojaté ložiskové skříně SYNT 75 LTS od výrobce ložisek firmy SKF pro konstrukční řešení „B“ pořadové číslo 12 je 52533 hodin.

4.12.2. Výpočet trvanlivosti ložiska u konstrukčního řešení „B“ pořadové číslo 13.

Pro průměr nápravy 75 mm a pro stanovené zatížení jsem určil stojatou ložiskovou skříně SYNT 75 LTS od výrobce ložisek firmy SKF. Zadané hodnoty pro výpočet životnosti ložiska a zatížení jsou stejné jako v předcházejícím případě proto i životnost ložiska pro konstrukční řešení „B“ pořadové číslo 13 je 52533 hodin.

4.12.3. Výpočet trvanlivosti ložiska u konstrukčního řešení „C“ pořadové číslo 12.

Pro zvolený průměr nápravy 90 mm a pro ložisko RSAO 90 od výrobce ložisek firmy INA jsou zadané hodnoty pro výpočet životnosti tyto:

Vstupy:

$$\begin{aligned}F_1 &= 67533,1 \text{ N} \\n &= 51 \text{ ot/min} \\p &= 3 \text{ exponent pro ložiska s bodovým stykem} \\C_r &= 151000 \text{ N [29]}\end{aligned}$$

Řešení:

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{151000}{67533,1} \right)^3 = 1374,09 \text{ hod}$$

Základní trvanlivost ložiska RSAO 90 pro konstrukční řešení „C“ pořadové číslo 12 je 1374 hodin. Tato základní trvanlivost nevyhovuje, proto doporučuji použití stojaté ložiskové skříně SYNT 90 F od výrobce ložisek firmy SKF. Hodnoty pro výpočet ložiskové skříně jsou tyto:

Vstupy:

$$p = 10/3 \text{ exponent pro ložiska s čárovým stykem}$$

$$C_r = 325000 \text{ N [25]}$$

Řešení:

$$L_{hA} = \frac{16667}{51} \cdot \left(\frac{325000}{67533,1} \right)^{\frac{10}{3}} = 61495,4 \text{ hod}$$

Základní trvanlivost stojaté ložiskové skříně SYNT 90 F od výrobce ložisek firmy SKF pro konstrukční řešení „C“ pořadové číslo 12 je 61495 hodin.

4.12.4. Výpočet základní trvanlivosti ložiska u konstrukčního řešení „C“ pořadové číslo 13.

Pro průměr nápravy 90 mm a pro stanovené zatížení jsem určil stojatou ložiskovou skříně SYNT 90 F od výrobce ložisek firmy SKF, zadané hodnoty pro výpočet životnosti ložiska stejné jako v předcházejícím případě proto i životnost ložiska pro konstrukční řešení „C“ pořadové číslo 13 je 61495 hodin.