

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zkušební zařízení dynamických rázů rámu jízdního kola

Test Bench for Dynamic Shocks of Bicycle Frames

Student:

Jan Vávra

Vedoucí bakalářské práce:

Doc. Ing. Jiří Havlík Ph.D.

Ostrava 2015

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Vávra**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Zkušební zařízení dynamických rázů rámu jízdního kola
Test Bench for Dynamic Shocks of Bicycle Frames**

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce navrhnete zkušební zařízení dynamických rázů rámu jízdního kola:

1. Zvolte vhodný rám kola
2. Dopadová síla $F = (400 \div 1500) \text{ N}$
3. Dopadová rychlost $v = (4 \div 17) \text{ m/s}$.

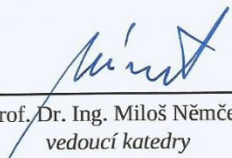
Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s.
ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
Katalogy ložisek
Firemní literatura


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014
Datum odevzdání: 18.05.2015


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 11.5.2015




podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě
11.5.2015


.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Vávra

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Stiborova 7, Olomouc

Anotace bakalářské práce

Vávra, J. *Zkušební zařízení dynamických rázů rámu jízdního kola*: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2015, 43 s. Vedoucí práce: Doc. Ing. Jiří Havlík Ph.D.

Bakalářská práce se zaměřuje na návrh zkušebního zařízení dynamických rázů rámu jízdního kola. V úvodu práce je krátké shrnutí historie jízdních kol. V dalších kapitolách jsou popsány použité části a systémy. Jsou zde uvedeny nezbytné výpočty pro volbu jednotlivých součástí. V rámci práce byl vytvořen 3D model zařízení a model testovaného rámu. Jako výstup byl vytvořen výkres sestavy celého zařízení.

Annotation of bachelor thesis

Vávra, J. *Test Bench for Dynamic Shocks of Bicycle Frames*: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2015, 43 p. Thesis head: Doc. Ing. Jiří Havlík Ph.D.

Bachelor thesis focuses on the design of test equipment dynamic shocks bicycle frame. The introduction is a brief summary of the history of bicycles. The following chapters describe the used parts and systems. There are mentioned the necessary calculations to select individual components. As part of the work was created 3D model equipment model and tested frame. The output was created by an assembly drawing of the entire facility.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	8
1 Úvod.....	10
2 Způsoby namáhání a testování rámu jízdních kol.....	11
2.1 Statické zatížení.....	11
2.2 Dynamické zatížení.....	11
2.3 Zatížení při brzdění.....	11
3 Dynamické testování rámu jízdních kol.....	12
3.1 Vertikální zkušební zařízení.....	13
3.2 Horizontální zkušební zařízení.....	14
4 Popis zařízení.....	15
5 Řešení pohonu.....	16
5.1 Elektromotor.....	16
5.2 Pružná spojka.....	20
5.3 Lineární vedení s ozubeným řemenem.....	22
6 Systém vedení.....	24
6.1 Fixní osově ložisko.....	24
6.1.1 Výpočet maximální síly pro ložisko.....	25
6.1.2 Výpočet odporů ložisek.....	26
6.2 Kolejnice pro fixní osově ložisko.....	27
6.3 Uchycení kolejnic.....	27
7 Vozíky.....	28
7.1 Vozík se závažím.....	28
7.2 Vozík pro vidlici.....	29
7.3 Vzduchový tlumič.....	30
8 Zadní upevnění rámu jízdního kola.....	31

9	Svařovaný rám zařízení.....	33
10	Ovládání motoru.....	35
10.1	Frekvenční měnič.....	35
10.2	Senzor na zastavení motoru	36
11	Testovaný rám a zkušební vidlice	37
11.1	Rám Author.....	37
11.2	Návrh zkušební vidlice	38
12	Závěr	40
13	Seznam literatury a dalších zdrojů	41
14	Seznam příloh.....	43

Seznam použitých značek a symbolů

značka	popis	jednotka
A	Osová vzdálenost mezi ložisky	mm
b	Šířka pera	mm
C	Tuhost	Nmm
d	Průměr hřídele od modulu	mm
D_{LM}	Průměr kola ozubeného řemene	mm
E	Modul pružnosti	MPa
e	Součinitel valivého tření	-
F	Dopadová síla	N
F_P	Síla působící na pero	N
F_{max}	Maximální síla působící na ložisko	N
g	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
h	Výška	m
i_B	Počet otáček do zastavení	ot
i_R	Počet otáček při rozjezdu	ot
J_M	Moment setrvačnosti motoru s brzdou	$kg \cdot m^2$
J_{LM}	Redukovaný moment řemenového pohonu	$kg \cdot m^2$
K_A	Dynamický součinitel	-
L_2	Dráha brždění	m
L_1	Dráha rozjezdu	m
L_c	Celková dráha pro rozjezd i brždění	m
L	Vzdálenost od těžiště	mm
m_2	Hmotnost konzole na vozíku	kg

značka	popis	jednotka
M_{OLM}	Odporový moment na kole ozubeného řemene	Nm
M_B	Odporový moment brzdy	Nm
M_{OV}	Valivý odpor na kole ozubeného řemene	Nm
n	Otáčky motoru	ot ⁻¹
P_m	Výkon motoru	kW
P	Posuv za otáčku	mm
p_{PN}	Tlak na pero	MPa
Q	Síla na osově ložisko	N
R_k	Poloměr ložiska	mm
r_K	Poloměr čepu ložiska	mm
t_1	Hloubka pera v náboji	mm
t_B	Čas brzdění	s
t_R	Čas rozběhu	s
v	Dopadová rychlost	m·s ⁻¹

1 Úvod

Toto téma jsem si vybral z důvodu zájmu o jízdní kola. Když mi z katedry nabídli téma „Návrh zkušebního zařízení dynamických rázů jízdního kola“ bylo pro mě jasnou volbou. Jelikož zkušební rám nebyl zadán, kontaktoval jsem několik firem zabývajících se výrobou rámu jízdních kol s dotazem, zda by se mnou nechtěli spolupracovat na bakalářské práci. Bohužel jsem byl odmítnut, a proto jsem vybral rám jízdního kola, ke kterému se mi podařilo dohledat nejvíce informací a rozměrů. Navštívil jsem firmu 4Ever, která se zabývá montáží jízdních kol. Firma mi poskytla vyřazenou vidlici. Díky ní jsem byl schopen navrhnout testovací vidlici, která přenesení zatížení do rámu jízdního kola.

Cílem mé bakalářské práce je navrhnout zkušební zařízení dynamických rázů jízdního kola. Návrh bude obsahovat základní výpočty pro konstrukci zařízení. Dále zhotovím 3D model zařízení v programu Autodesk Inventor 2015 a sestavný výkres. Pro lepší pochopení fungování zařízení vytvořím zjednodušený model rámu, který bude v zařízení testován. Provedu také návrh vidlice, která přenesení zatížení po nárazu do rámu kola.

Na úvod se začnu zabývat způsoby zatěžování a testování rámu. V dalším kroku přejdu ke konstrukci samotného zařízení, kde detailně rozeberu jednotlivé použité části a systémy, případně potřebné výpočty pro jejich volbu. Nakonec se budu věnovat testovanému rámu a návrhu testovací vidlice.

Cíle bakalářské práce:

- navrhnutí zkušebního zařízení dynamických rázů rámu jízdního kola
- provedení nezbytných výpočtů
- vytvoření 3D modelu v programu Autodesk Inventor
- vytvoření výkresu sestavy zařízení
- vytvoření modelu testovaného rámu
- návrh testovací vidlice

2 Způsoby namáhání a testování rámu jízdních kol

Na celé kolo působí během jízdy velký počet zatížení, která způsobují různé vlivy. Nejčastěji je jízdní kolo zatěžováno vlastní hmotností, hmotností osoby, setrvačnými silami při brzdění, dynamickými silami způsobenými při jízdě po nerovnostech, nebo při dopadech atd. Jednotlivé druhy zatížení následně mohou působit v různých kombinacích, které je obtížné zjistit. Proto se rámy jízdních kol nejčastěji testují na zatížení statické, dynamické a zatížení při brzdění. [4]

2.1 Statické zatížení

Při tomto druhu zatížení působí na rám kola pouze hmotnost jezdce a samotného kola. Této situaci se během jízdy ale jen těžko přiblížíme. Museli bychom jet po dokonale hladkém povrchu a jezdec by musel být úplně v klidu (bez šlapání, atd.). Ani v tomto zdánlivě jednoduchém měření se ovšem nevyhneme možným zkreslením. Jako je například umístění jezdce na kole, které bývá u každého jiné. [4]

2.2 Dynamické zatížení

Dynamické zatížení jízdního kola respektive rámu vzniká především dvěma způsoby. První z nich je jízda po nerovném povrchu například kořeny, kameny atd. Při tomto způsobu většinou dochází k tzv. únavovým lomům, které se projeví například v praskání svárů. Druhým typem je náraz do překážky. Tento typ je z poměrně velké části ovlivněn stylem jízdy jezdce. Toto zatížení se testuje na zkušebních zařízeních, které si detailně představíme v další kapitole. [4]

2.3 Zatížení při brzdění

Při samotném brzdění vznikají velká namáhání v hlavovém uložení a v zadní části rámu. Protože jsou jízdní kola opatřena dvěma na sobě nezávislými brzdami, rozeznáváme tři režimy brzdění.

- brzdění přední brzdou
- brzdění zadní brzdou
- brzdění oběma brzdami současně

Při každém režimu brzdění je rozložení sil jiné, proto musíme při testování brát v potaz, kterou brzdou se brzdí. [4]

3 Dynamické testování rámu jízdních kol

Při dynamickém testování rámu jízdních kol je prováděna nejčastěji simulace nárazu do překážky, například kmen stromu, kořeny, kameny. Dále se také často vyhodnocuje chování rámu při dopadu cyklisty při skoku. Testy se provádí na zkušebních strojích, speciálně k tomu určených. Tyto stroje jsou nejčastěji vertikální, mohou být i horizontální.

Proti rámu jízdního kola je požadovanou rychlostí (většinou pouze gravitací) posláno závaží o určité hmotnosti z určité výšky. Nastavením hmotnosti a výšky, z které závaží padá, určuje dopadovou sílu, jíž je rám vystaven. Na obrázku 3.1 je vidět vertikální zkušební zařízení firmy K2 Mountain Bike.



Obrázek 3.1 - vertikální zkušební stroj [5]

Je vidět, že na rám byla umístěna zkušební vidlice, která je kloubově uložena ve stroji. Na tuto kloubově uloženou část dopadá závaží a dopadová síla je rozvedena do celého rámu. V zadní části je rám přichycen také kloubově. Toto upevnění zaručí to, že se rám bude chovat tak, jak by se choval při reálném nárazu do překážky.

Vertikální zkušební zařízení mi bylo vzorem při návrhu požadovaného zkušebního zařízení.

3.1 Vertikální zkušební zařízení

Při samotném návrhu vycházím ze zařízení, které používá k urychlení závaží pouze gravitaci. Jelikož mám zadanou požadovanou dopadovou rychlost a sílu, jednoduchým výpočtem jsem došel k závěru, že tento způsob nebude moci použít. Výška, z které by muselo závaží padat aby dosáhlo požadovaných hodnot je při zadaných parametrech příliš vysoká.

Výpočet požadované výšky:

- *Dopadová rychlost:* $v = 17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- *Dopadová síla:* $F = 1500 \text{ N}$
- *Gravitační zrychlení:* $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \Rightarrow h = \frac{v^2}{2 \cdot g} = \frac{17^2}{2 \cdot 9,81} = 14,7 \text{ m} \quad (3.1)$$

Z výpočtu je vidět, že závaží by dosáhlo požadované rychlosti $17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ bez ohledu na jeho hmotnost kdyby padalo z výšky $14,7 \text{ m}$. Zařízení by muselo být tedy dost vysoké a náročné jak na umístění, tak na obsluhu.

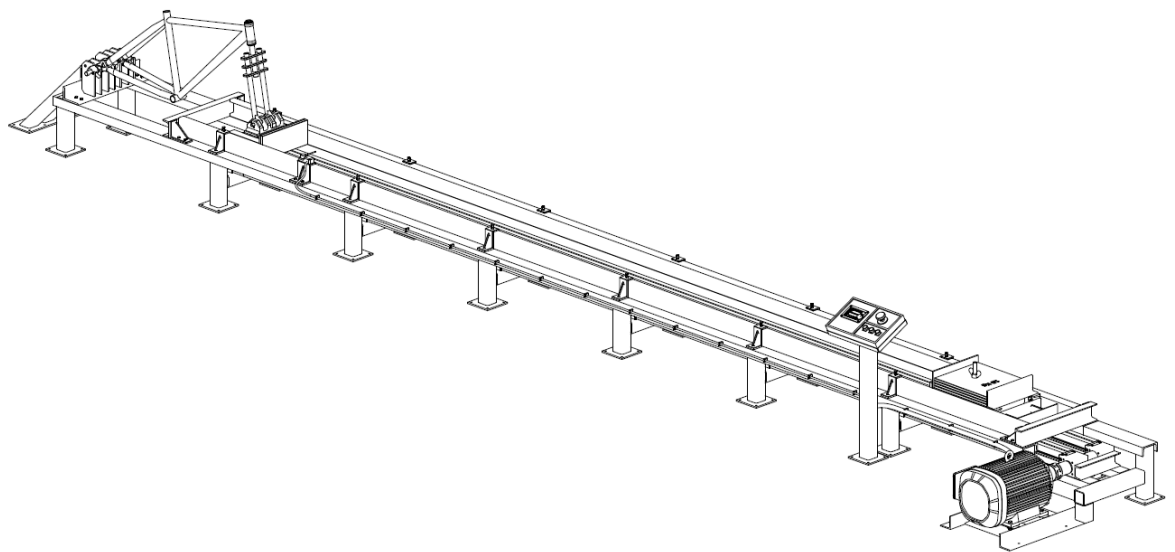
Na základě tohoto zjištění jsem se rozhodl, že bude nutné závaží urychlit na požadovanou rychlost na menší dráze, tak aby zařízení nebylo takto vysoké. Jelikož při vertikálním uspořádání by bylo poměrně náročné vyřešit uchopení a následné puštění závaží pohonným systémem, rozhodl jsem se po konzultaci se svým vedoucím, že myšlenku vertikálního zařízení opustím a navrhnu horizontální verzi.

3.2 Horizontální zkušební zařízení

Myšlenku jsem převzal z crash testů automobilů, kdy je automobil roztačen proti překážce. Rozhodl jsem se, že v mém případě bude lepší, když bude překážka simulující kámen či kmen stromu, tlačena proti upnutému rámu jízdního kola (obr. 3.2).

Přední část rámu bude upnuta pohyblivě kloubově, zadní část bude také upnuta kloubově. Toto upnutí simuluje uložení předního i zadního kola ve skutečnosti.

Při nárazu závaží na přední část rámu, respektive na speciálně upravenou vidlici, dojde k přenesení energie do celého rámu a bude možno pozorovat jeho chování.



Obrázek 3.2 - horizontální zkušební zařízení

4 Popis zařízení

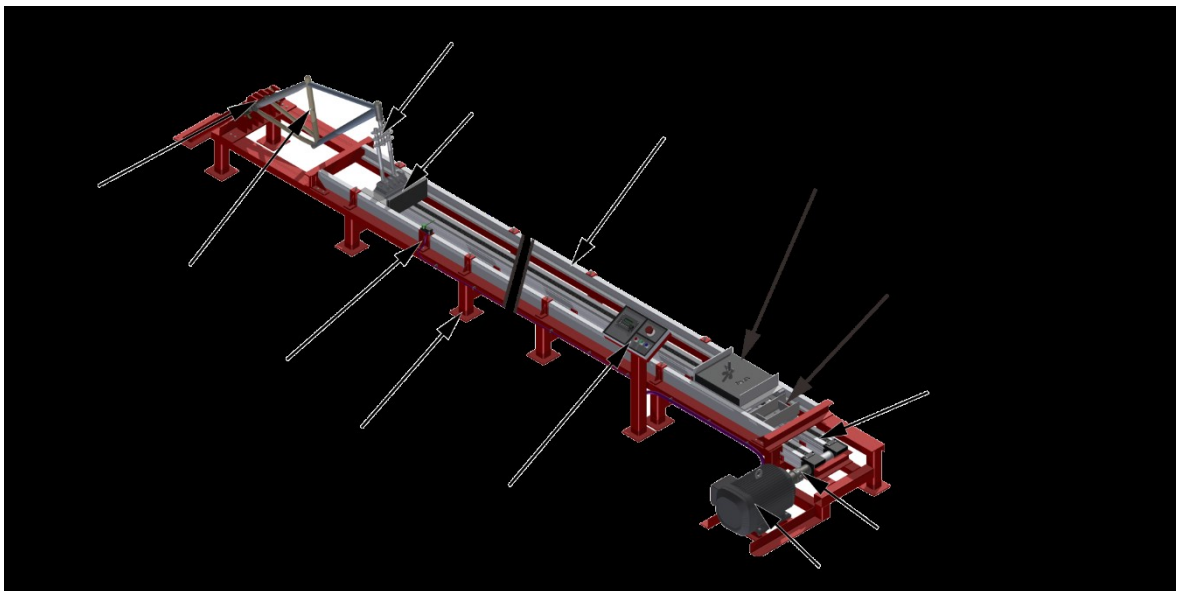
Zařízení bude tvořit vozík se závažím, který bude veden ve dvou kolejnicích. Tento vozík bude opatřen čtyřmi osovými ložisky, ty stejně jako kolejnice vyrábí firma *Winkel*

Zrychlení bude zajišťovat elektromotor od firmy *Siemens*, který bude pohánět dva lineární moduly s ozubeným řemenem od firmy *Matis*. Na těchto řemenech bude připevněno zařízení, které před sebou bude roztláčet vozík se závažím. Spojení motoru s lineárními moduly bude zajišťovat pružná spojka od firmy *T. E. A. Technik*.

Vozík bude urychlen na požadovanou rychlost. Těsně před dopadem na rám kola, dojde za pomoci senzoru k vypnutí motoru. Vozík se závažím narazí setrvačností do pomocného vozíku, na kterém bude umístěna kloubově uložená zkušební vidlice. Následně bude síla přenesena do celého rámu jízdního kola.

Celé zařízení bude umístěno na svařovaném rámu z konstrukčních ocelových profilů a připevněno k pevnému podkladu pomocí šroubů.

Dopadová rychlost se bude nastavovat pomocí frekvenčního měniče, který bude řídit otáčky elektromotoru. Dopadová síla se bude měnit přidáváním či odebráním závaží.



Obrázek 4.1 - schéma zařízení

V následující části popíšu podrobněji jednotlivé použité prvky při konstrukci celého zařízení.

5 Řešení pohonu

Jak jsem uvedl v minulé kapitole, celé zařízení je poháněno elektromotorem. Tento motor je spojen s lineárními moduly, pomocí pružné spojky. V následující kapitole se budu zabývat návrhem těchto komponent.

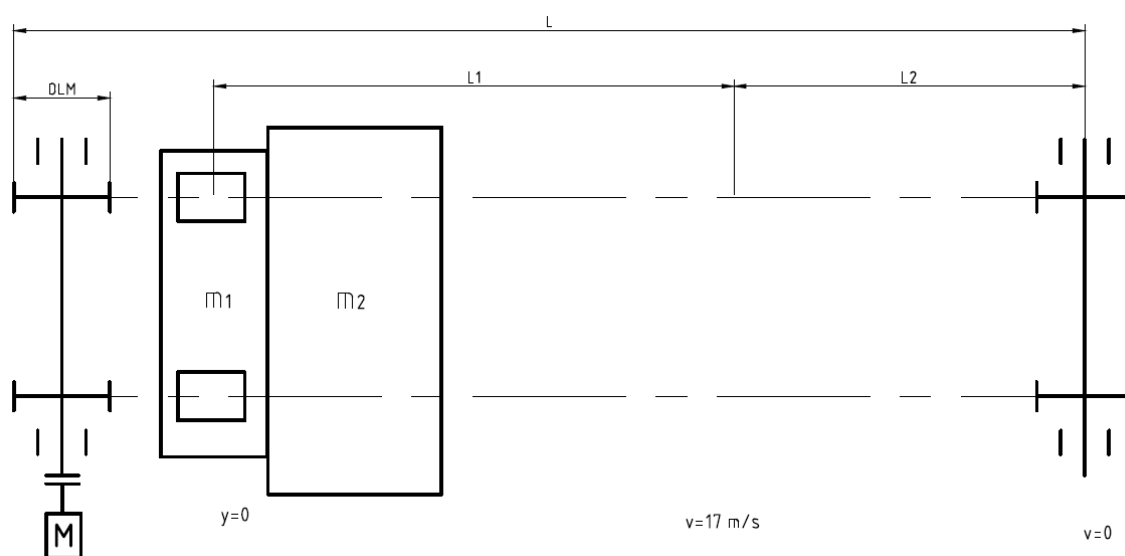
5.1 Elektromotor

Ve zkušebním zařízení jsem použil motor od známého výrobce *Siemens*. Jedná se o třífázový asynchronní motor s rotorem nakrátko s vnitřní brzdou. Tento typ motorů je nejrozšířenější a je používán prakticky ve všech strojních ale i mnoha jiných odvětvích.

Hlavními přednostmi asynchronních elektromotorů je jednoduchá konstrukce. Při dodržení vhodných podmínek provozu jsou tyto motory velice spolehlivé. Tento typ motoru je tedy dobrá volba pro navrhované zařízení.

Pro zvolený typ motoru musím provést potřebné výpočty pro návrh délky zařízení (obr. 5.1).

Výpočet rozběhu a brzdění pohonu:



Obrázek 5.1 – schéma pohonu

Pro pohon volím motor 200 L, 30 kW, 2950 min⁻¹, $M_n = 97 \text{ Nm}$. Tento motor dokáže poskytnout při krátkodobém přetížení výstupní točivý moment až 223,1 Nm.

- Potřebné otáčky pro maximální rychlost:

$$n_M = \frac{v}{\pi \cdot D_{LM}} = \frac{17}{\pi \cdot 0,09549} = 56,7 \text{ s}^{-1} \quad (5.1)$$

D_{LM} – průměr kola ozubeného řemene

v – požadovaná rychlost

- Čas brzdění:

$$t_B = (J_M + J_{LM}) \cdot \frac{\omega_M}{M_B + M_{OLM}} + m_2 \cdot \frac{v}{M_B + M_{OLM}} \cdot \frac{D}{2} = \quad (5.2)$$

$$= (0,1358 + 0,04) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 56,7}{400 + 1} + 5 \cdot \frac{17}{400 + 1} \cdot \frac{0,09549}{2} = 0,116 \text{ s}$$

J_M – moment setrvačnosti motoru s brzdou

J_{LM} – redukovaný moment řemenového pohonu

m_2 – hmotnost konzole na vozíku

M_{OLM} – odporový moment na kole ozubeného řemene

M_B – odporový moment brzdy

- Počet otáček motoru do zastavení:

$$i_B = \frac{n_M \cdot t_b}{2} = \frac{56,7 \cdot 0,166}{2} = 4,7 \text{ ot} \quad (5.3)$$

- Dráha brzdění:

$$L_2 = i_B \cdot P = 4,7 \cdot 300 = 1410 \text{ mm} = 1,4 \text{ m} \quad (5.4)$$

P – posuv za otáčku

- Potřebný čas pro rozběh:

$$t_R = (J_M + J_{LM}) \cdot \frac{\omega_M}{M_{ZLM} - M_{OV} - M_{OLM}} + (m_1 + m_2) \cdot \frac{v}{M_{ZLM} - M_{OV} - M_{OLM}} \cdot \frac{D}{2} = \quad (5.5)$$

$$= (0,1358 + 0,04) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 56,7}{218 - 1 - 3} + (5 + 40) \cdot \frac{17}{218 - 1 - 3} \cdot \frac{0,09549}{2} = 0,47 \text{ s}$$

M_{OV} – valivý odpor na kole ozubeného řemene

- Počet otáček motoru při rozjezdu:

$$i_R = \frac{n_M \cdot t_R}{2} = \frac{56,7 \cdot 0,47}{2} = 13,32 \text{ ot} \quad (5.6)$$

- Dráha rozjezdu:

$$L_1 = i_R \cdot P = 13,32 \cdot 300 = 3997,4 \text{ mm} = 4 \text{ m} \quad (5.7)$$

- Dráha brzdění a rozjezdu:

$$L_c = L_1 + L_2 = 4 + 1,4 = 5,4 \text{ m} \quad (5.8)$$

Závaží o hmotnosti 40 kg bude potřebovat na dosažení rychlosti 17 m/s dráhu 4 m. K dobrzdění motoru je potřeba dráha 1,4 m. Celková dráha potřebná pro rozjezd a dobrzdění je tedy 5,4 m.

Všechny použité vzorce jsou uvedeny v katalozích výrobců.

V následující tabulce je vidět jakou maximální rychlost je schopno dosáhnout závaží na dráze 4 m (obr. 5.2).

Hmotnost (kg)	Rychlost (m/s)
40	17
50	14,5
60	12,5
70	11
80	9,5
90	8,5
100	7,5
110	7
120	6,5
130	6
140	5,5
150	5

Obrázek 5.2 – maximální rychlosti pro jednotlivá závaží

5.2 Pružná spojka

Pro spojení výstupní hřídele motoru a vstupní hřídele lineárních modulů, jsem použil pružnou spojku od firmy *T. E. A. Technik s.r.o.*

Všeobecně spojky zajišťují přenos krouticího momentu. Velké výhody pružných spojek jsou:

- tlumí vibrace
- vyrovnávají drobné nesouososti
- vyrovnávají úhlové odchylky mezi hřídeli

Náboje jsou nejčastěji vyrobeny z litiny nebo hliníku. Pružný střed spojky je vyroben z termoplastu.

Hlavní kritérium při výběru, byl krouticí moment, který půjde z motoru do lineárních modulů.

Tento údaj jsem si spočítal při návrhu motoru. Stačilo tedy porovnat hodnoty s katalogem výrobce a následně porovnat a vybrat vhodnou spojku splňující kritéria (obr. 5.3).

Krouticí moment:

Pružný střed	Velikost spojky	Krouticí moment [Nm]		
		nominální T_{KN}	max. T_{Kmax}	středový T_{KW}
GE-T 48-60	48/60	310	620	81

Obrázek 5.3 - krouticí moment pružná spojka [6]

Při výběru jsem ještě musel dbát na to, aby spojka splňovala minimální velikost nábojů tak, aby se do nich vešla drážka pro pero a následně hřídel.

Jelikož bude spojka s hřídelem spojena pomocí pera, provedl jsem kontrolu přenosu točivého momentu.

Kontrola pera ve spojce:

- Výpočet síly působící na pero ve spojce:

$$F_p = \frac{2 \cdot M_{ZLM}}{d} = \frac{2 \cdot 218\,000}{30} = 14533 \text{ N} \quad (5.9)$$

d – průměr hřídele od modulu

- Výpočet tlaku na pero ve spojce:

$$p_{PN} = \frac{F_p}{t_1 \cdot (l_p - b)} = \frac{14533}{2,9 \cdot (63 - 8)} = 91 \text{ MPa} \quad (5.10)$$

t_1 – hloubka pera v náboji

l_p – funkční délka pera

b – šířka pera

Dovolený tlak mezi perem a nábojem určujeme podle použitého materiálu, který má menší pevnost. V tomto případě má menší pevnost materiál pera, které je vyrobeno z oceli 11 600.1.

Dovolený tlak materiálu 11 600.1. je $p_{DP} = 130 \text{ MPa}$ viz. [10]. Z tohoto porovnání lze říci, že pero přenesení točivý moment, a proto je vyhovující. Všechny použité vzorce viz. [9]

5.3 Lineární vedení s ozubeným řemenem

Aby vozík se závažím dokázal zrychlit na požadovanou rychlost na přiměřené vzdálenosti, použil jsem lineární moduly od firmy *Matis*. Tyto moduly jsou poháněny již zmíněným elektromotorem. Protože bylo potřeba dosáhnout velkého zrychlení, bylo nutné použít dva moduly tak, aby se síla v řemeni mezi ně rozložila.

Výrobce nabízí už předpřipravené dvojice modulů, které jsou spojeny pevnou spojkou.

Zvolil jsem tedy model MTJ 110 S DOUBLE (obr. 5.4).



Obrázek 5.4 - Lineární moduly MTJ 110 S DOUBLE

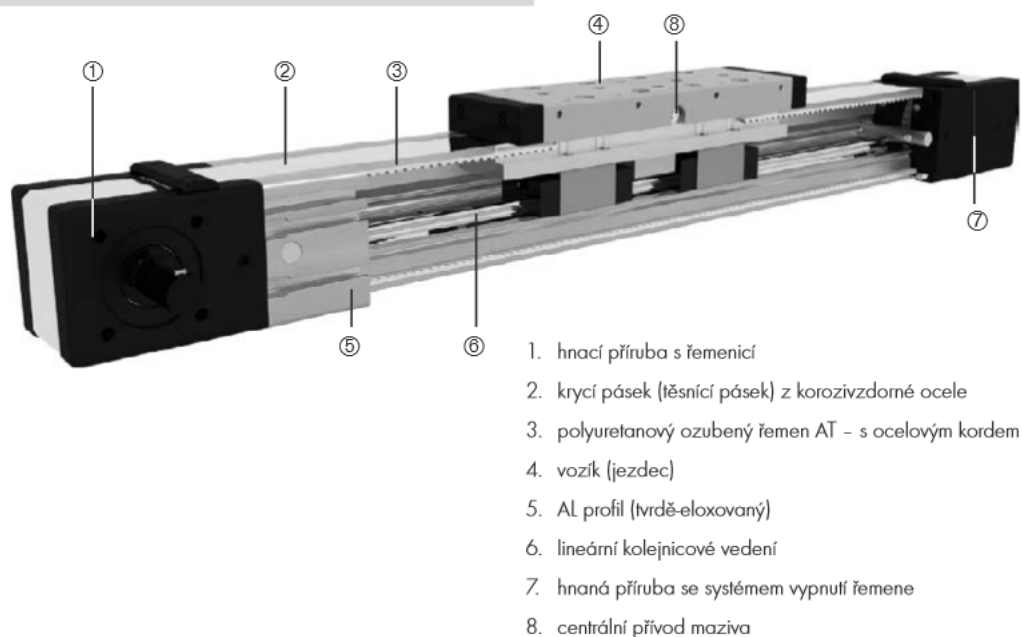
Parametry jednoho modulu MTJ 110 S:

- průměr řemenice: 95,49 mm
- šířka řemene: 50 mm
- maximální síla na řemeni 2280 N
- posuv vozíku na jednu otáčku 300 mm
- délka až 8000 mm

Celý modul je konstruován z hliníkových profilů, které umožňují přenášet vysoká zatížení (obr. 5.5). V modulu je použitý vysoce pevnostní ozubený polyamidový řemen s ocelovým kordem. Řemen je veden v kolejnicovém vedení a je napínán pomocí napínacích řemenic.

Mazání je řešeno centrálně z jednoho místa a mazivo je rozváděno do požadovaných oblastí. Pro uchycení modulů se dají použít T drážky, které jsou po jeho celé délce. Tyto drážky se dají použít i pro připevnění nejrůznějších zařízení

Provedení MTJ – s kolejnicovým vedením



Obrázek 5.5 - popis lineárního modulu MTJ [7]

Na požádání lze modul vybavit i krycím ocelovým páskem, toto řešení ale velmi snižuje provozní rychlosti a proto ho ve svém řešení nepoužiji.

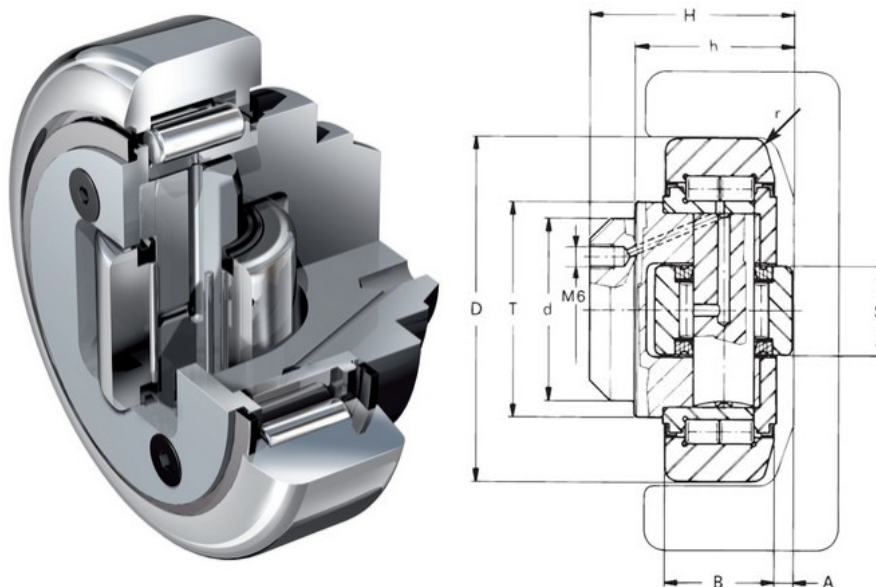
Vozík připevněný na řemeni je vybaven několika dírami se závitem, které slouží k připevnění libovolného zařízení.

6 Systém vedení

Vozík se závažím, který je připevněn k jezdcí na lineárním modulu, je poslán proti rámu jízdního kola. Vozík je veden pomocí čtyř fixních osových ložisek umístěných v kolejnici. Kolejnice je následně připevněna na ocelovém rámu.

6.1 Fixní osové ložisko

Vozík se závažím je opatřen čtyřmi fixními osovými ložisky od firmy *Winkel* (obr. 6.1).

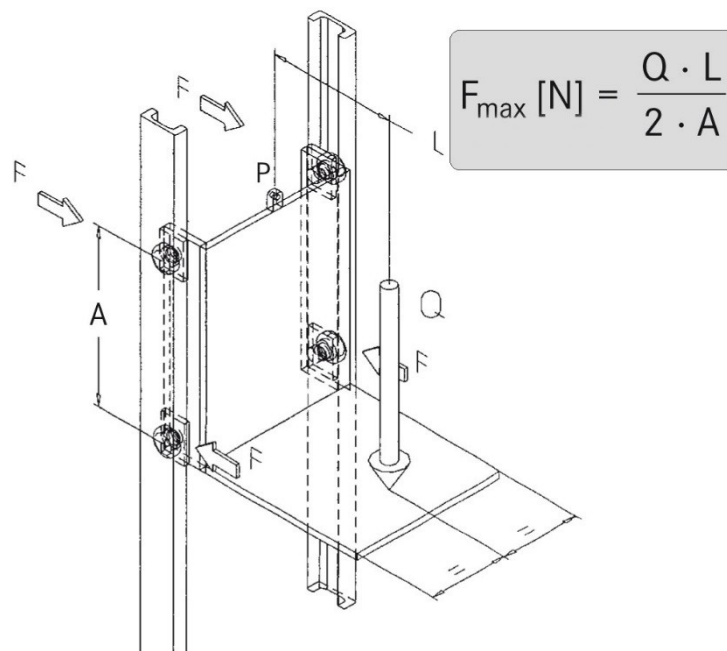


Obrázek 6.1 - fixní osové ložisko [8]

Jelikož se nedá přesně určit, jak velká síla bude působit na ložisko při nárazu vozíku do rámu kola, volím fixní ložisko Winkel Type 4.055

Pomocí výpočtu z katalogu od firmy *Winkel*, jsem spočítal maximální sílu, kterou bude ložisko schopné přenést při nárazu.

6.1.1 Výpočet maximální síly pro ložisko



Obrázek 6.2 - Výpočet síly působící na ložisko [8]

$$Q = \frac{2 \cdot A \cdot F_{\max}}{L} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 12\,400}{200} = 49\,600 \text{ N} \quad (6.1)$$

A – osová vzdálenost mezi ložisky

L – vzdálenost od těžiště

F_{\max} – maximální síla působící na ložisko

Na základě tohoto výpočtu lze říci, že fixní ložisko Winkel Type 4.055 můžeme zatížit maximální silou 49 600N. Sice neznáme přesné silové zatížení, které vznikne při nárazu (toto zatížení by se určilo například pomocí simulace v MKP), nicméně toto ložisko by mělo být dostatečně předimenzované, aby vydrželo náraz 150 kg vozíku do rámu jízdního kola.

6.1.2 Výpočet odporů ložisek

Následujícím výpočtem zjistím, jaký odpor vyvíjí osová ložiska při pohybu a zda nebude problém při ručním tlačení vozíku zpět na start.

$$F_T = \frac{m \cdot g}{R_K} \cdot (e + f_{\check{c}} \cdot r_K) = \frac{150 \cdot 9,81}{35} \cdot (0,6 + 0,015 \cdot 35) = 36,2 \text{ N} \quad (6.2)$$

m – maximální hmotnost vozíku

R_K – poloměr ložiska

r_K – poloměr čepu ložiska

$f_{\check{c}}$ – součinitel čepového tření pro valivá ložiska

e – součinitel valivého tření

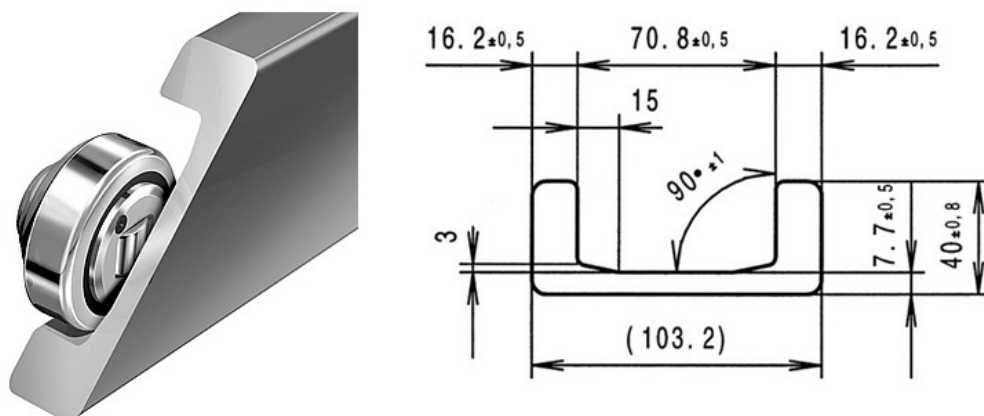
Z výpočtu je vidět, že odporová síla je velice malá. Neměl by proto být problém při ručním tlačení vozíku zpět na začátek zařízení.

Jelikož konzole, která pohání vozík se závažím, se bude na začátek vracet pomocí přepólování elektromotoru, žádné další odpory nebudou bránit při tlačení vozíku se závažím na začátek zařízení.

6.2 Kolejnice pro fixní osové ložisko

Kolejnice, v které bude umístěn vozík s osovými ložisky, volím také od firmy *Winkel*. Tyto kolejnice jsou vyrobeny z kvalitní oceli S450 J2. Profily se dodávají v libovolných délkách, maximálně 12 metrů (obr. 6.3).

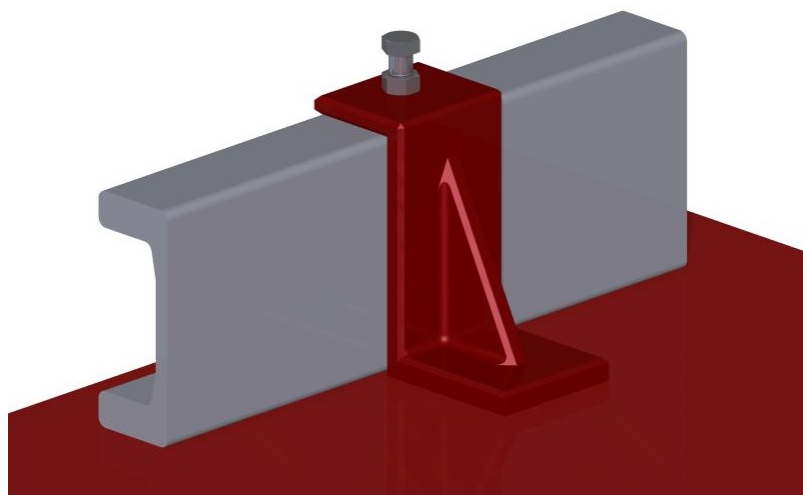
Volím tedy profil Standard 1 NbV pro osové ložisko 4.055 v celkové délce 6,8 metrů.



Obrázek 6.3 - Kolejnice pro fixní osové ložisko [8]

6.3 Uchycení kolejnic

Pro uchycení kolejnic jsem navrhnul speciálním úchyt svařený z ocelových pásků. Úchyt je přivařen k rámu stroje. Do něj se vloží kolejnice, která se shora pojistí šroubem a maticí proti posunutí (obr. 6.4).



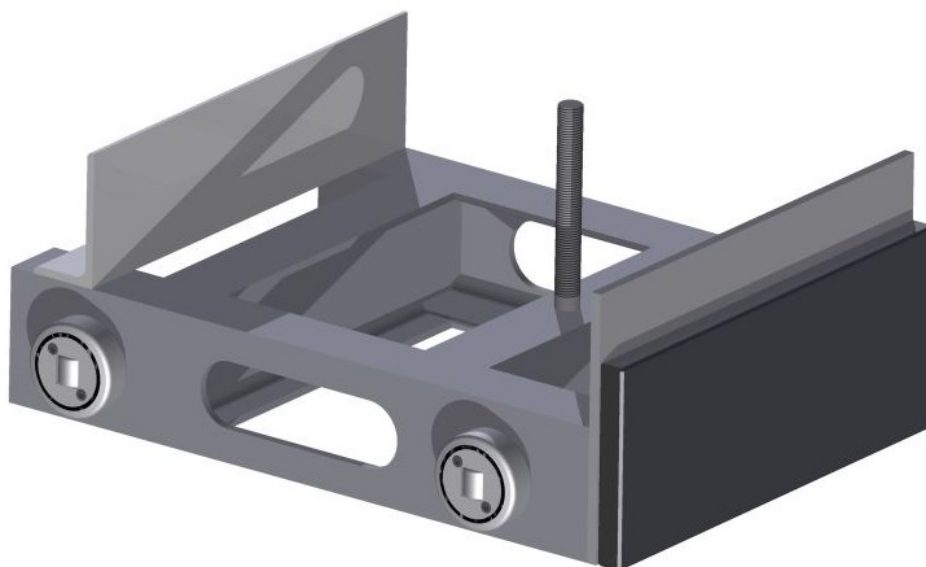
Obrázek 6.4 - uchycení kolejnice k rámu

7 Vozíky

Do celého testovacího zařízení jsem navrhnul dva vozíky. Jeden vozík, na kterém je umístěno závaží a je roztačen pomocí lineárních modulů na požadovanou rychlost. Na druhém vozíku je umístěna spodní strana zkušební vidlice. Vozíky do sebe narazí a síla je přenesena do rámu jízdního kola.

7.1 Vozík se závažím

Jak už jsem zmínil, jedná se o vozík, na kterém je umístěno závaží. Závaží se může libovolně přidávat a odebírat tak, aby se dala nastavit požadovaná hmotnost, respektive síla, kterou vozík narazí.



Obrázek 7.1 - vozík pro závaží

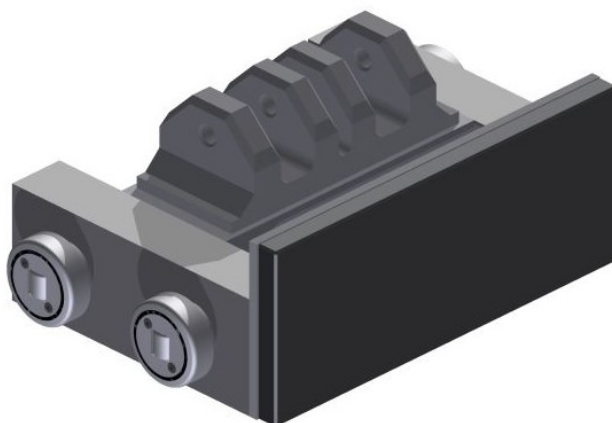
Jedná se o svařenec, který je svařen z normalizovaných konstrukčních profilů U a I (obr. 7.1). Na každé straně je opatřen dvěma osovými ložisky, tyto ložiska jsou nasunuty v připravených otvorech a následně přivařeny. Ve středu vozíku je umístěn jeden šroub, na který se nasazují závaží. Z přední strany je vozík opatřen pryžovou deskou, která slouží k tlumení hlučnosti nárazu. Na zadní straně je přivařen profil L, o který se závaží při rozjezdu opře tak, aby nedošlo k jeho sklouznutí z vozíku.

Do modelu jsem navrhnul 15 kg pláty z oceli, které se přidávají na vozík. Vozík bez závaží váží cca 20 kg. Při skutečné výrobě by se vytvořilo závaží i menší, tak aby se dala nastavit požadovaná hmotnost. Tyto úkony by se prováděly až při testování zařízení a postupně by se upravovaly až při běžném používání.

Jednotlivé pláty závaží mají v sobě větší otvor než je průměr šroubu, takže se při pohybu opírají o přední a zadní stranu vozíku. Křídlová matice slouží jen k pojištění proti vyskočení závaží při nárazu.

7.2 Vozík pro vidlici

Vozík, na kterém je připevněna vidlice, má velmi podobnou konstrukci jako vozík se závažím. Tento však zajišťuje přenos energie do testovaného rámu.



Obrázek 7.2 - vozík pro vidlici

Opět se jedná o svařenec z normalizovaných profilů opatřen čtyřmi osovými ložisky (obr. 7.2). Vozík je celkově menší. Na horní straně je umístěna konzole, do které se umísťuje testovací vidlice. Ta je nasazena na čepu tak, aby se mohla kloubově otáčet (obr. 7.3).



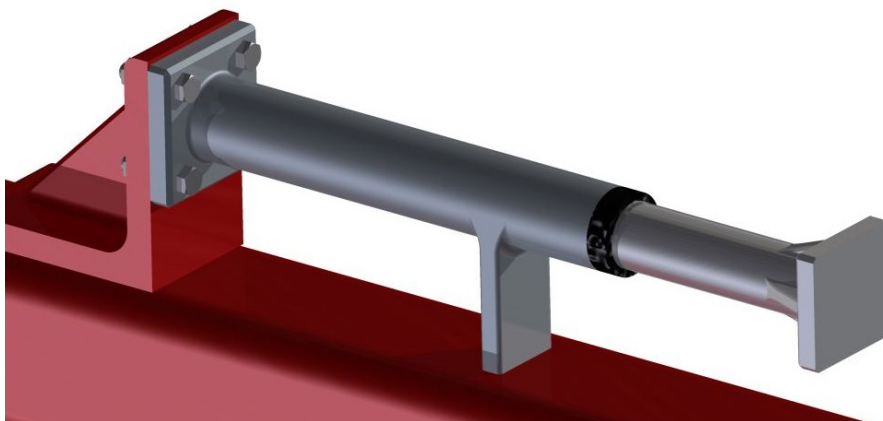
Obrázek 7.3 - ukotvení vidlice

Protože při nárazu dojde k posunutí vozíku směrem k rámu, musí být vidlice uložena otočně tak, aby nedošlo k nechtěnému pnutí, které by mohlo zkreslit test rámu. Následně dojde k přenesení energie do rámu. Zadní část rámu bude ukotvena tak, aby vydržela veškeré pnutí, které se v rámu nahromadí.

7.3 Vzduchový tlumič

Kvůli plynulejšímu zastavení konzole umístěné na lineárních modulech, je na konci zařízení umístěn vzduchový tlumič (obr. 7.4).

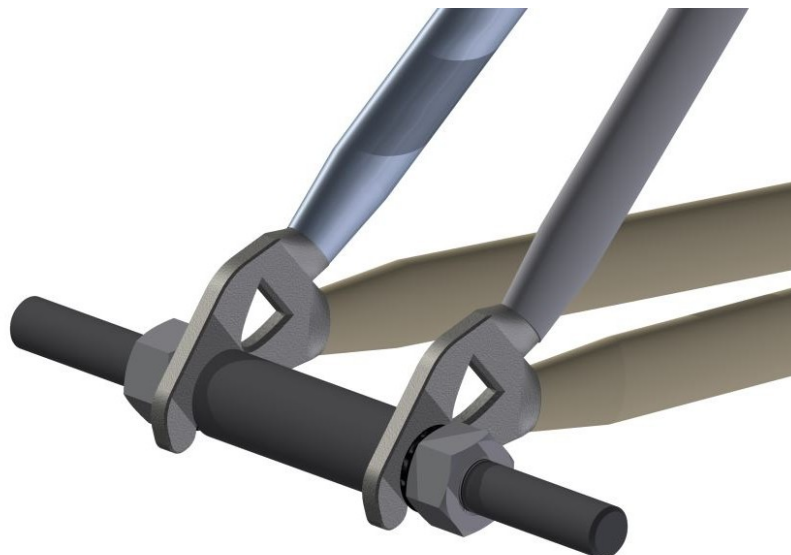
Po aktivaci zastavovacího senzoru dojde k vypnutí motoru. Vozík se závažím následně pokračuje asi 1 metr, než dojde k nárazu do vidlice. Konzole umístěná na modulech je zastavována pomocí brzdy v motoru. Ke konci narazí konzole do vzduchového tlumiče, který ji úplně zastaví. Tlumič je navržen pouze teoreticky, v praxi by bylo nutné ho spočítat.



Obrázek 7.4 - vzduchový tlumič

8 Zadní upevnění rámu jízdního kola

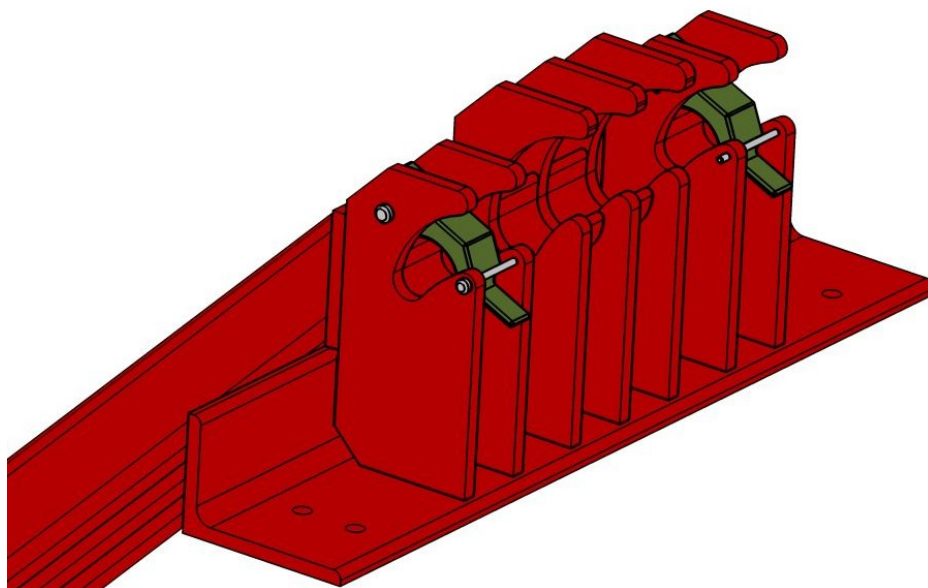
V zadní části rámu je upnuta osa, která simuluje náboj zadního kola (obr. 8.1). Tato osa je napevno upnuta pomocí dvou matic a podložek. Podobným způsobem je upnuto zadní kolo při skutečném provozu. Jediný rozdíl je ten, že v dnešních kolech se používají rychloupínací matice, které usnadňují montáž a demontáž.



Obrázek 8.1- zadní osa

Jedná se o ocelovou tyč o dvou průměrech. Větší průměr ve středu osy vymezuje vzdálenost uvnitř rámu. Menší průměr, který je vně rámu, je opatřen závitem. Na tomto závitu je umístěna matice. Celá tato osa je následně vložena do zadního uchycení.

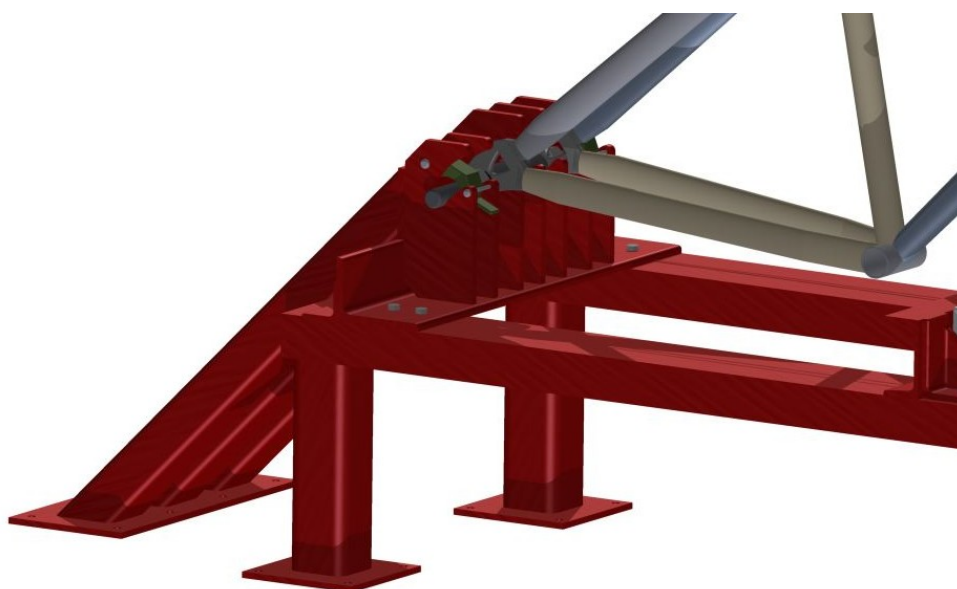
Osa je uložena v zadním záchytném systému, o který se rám opře při nárazu závaží. Tento systém se skládá z ocelových plátů, ve kterých jsou vyřezané drážky (obr. 8.2). Do těchto drážek zapadne zadní osa a pojistí se západkou proti nechtěnému vyklouznutí.



Obrázek 8.2 - zadní uchycení rámu jízdního kola

Osa je v tomto systému uložena volně tak, aby mohlo docházet k jejímu pootočení při nárazu. Mazání je zajištěno individuálně pomocí vazelíny.

Celý systém je přišroubován ke svařovanému rámu zařízení. V zadní části jsou přivařeny tři čtvercové profily, ukotvené k podlaze (obr. 8.3). Toto opatření by mělo být dostačující pro plánované dopadové síly a rychlosti závaží.



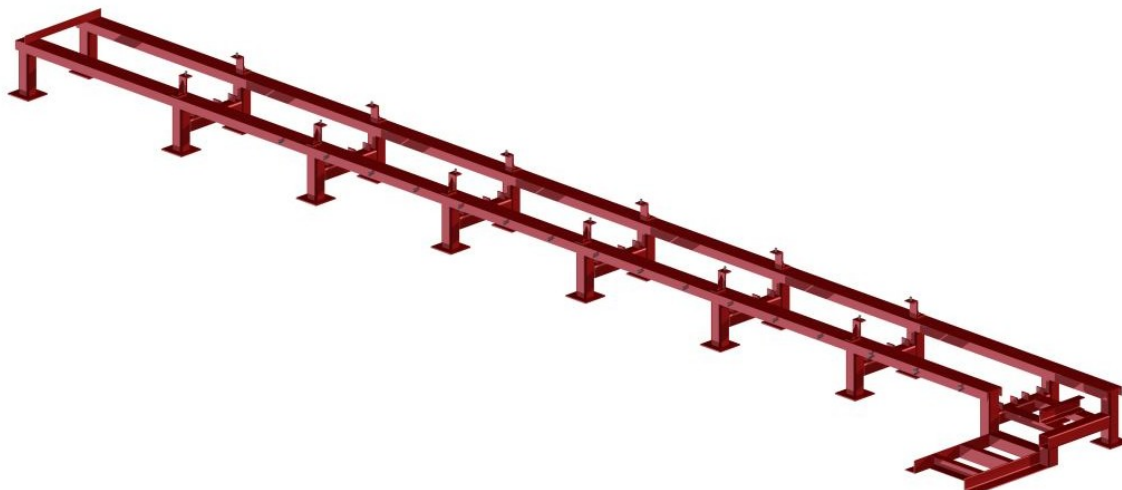
Obrázek 8.3- zadní uchycení celkový pohled

9 Svařovaný rám zařízení

Rám, na kterém jsou všechny prvky zařízení uloženy, se skládá z ocelových normalizovaných profilů (obr. 9.1). Tyto profily jsou k sobě navzájem přivařeny a tvoří celkovou kostru zařízení. Použité profily poskytují dobrou tuhost celého zařízení a díky dobré dostupnosti a ceně jsou i ekonomicky vhodné. Všechny použité profily viz. [10].

Použité profily:

- U 80
- U 120
- Čtvercový profil 80x8
- L 50x50
- L 80x80

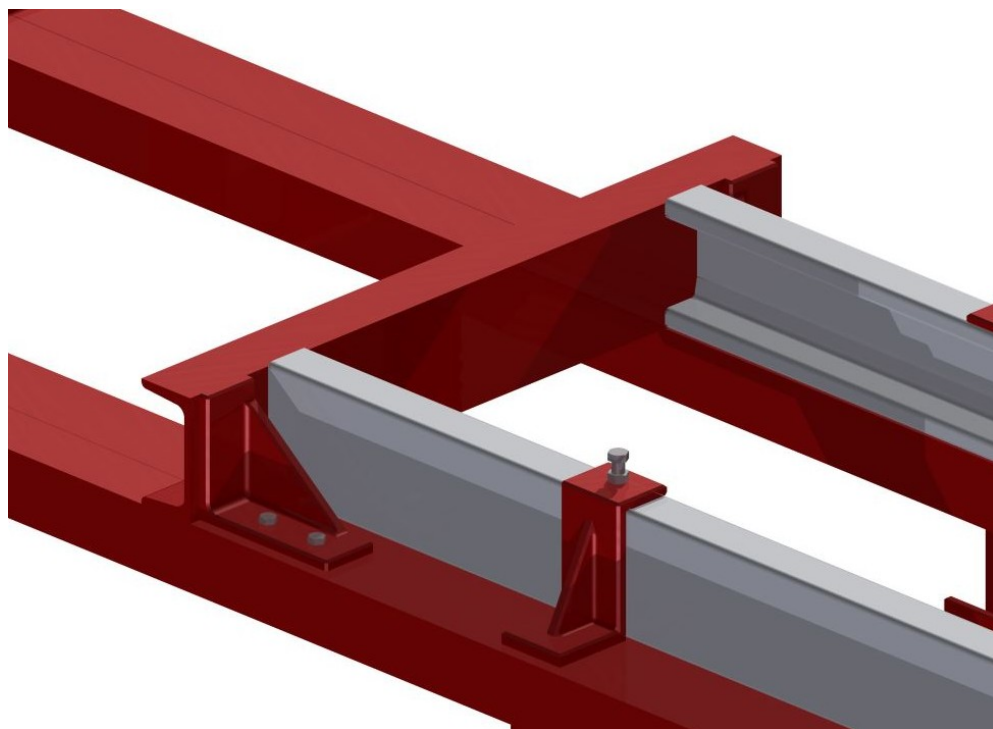


Obrázek 9.1 - rám zařízení

K jednotlivým nohám jsou přivařeny čtvercové plechy se čtyřmi otvory, které slouží k připevnění celého zařízení k podlaze. Montážní rozměry jsou uvedeny na výkrese sestavy. Na rámu jsou nachystány spony pro vedení elektrických kabelů.

Po uložení modulů a kolejnic na rám se shora k rámu připevní ještě přední a zadní doraz. Tyto dorazy slouží k upevnění kolejnic a modulů proti podélnému posunutí (obr. 9.2).

Jedná se opět o svařence z normalizovaných profilů, které jsou k rámu připevněny šrouby. Dorazy jsou záměrně odděleny, kvůli lepší montáži jednotlivých dílů na rám.



Obrázek 9.2 - zadní doraz

Celý rám včetně všech doplňků (dorazy, úchyty pro kolejnice, atd.) je opatřen základním a následně finálním nátěrem, který chrání konstrukci před korozí.

10 Ovládání motoru

Protože je nutné mít možnost nastavovat různé dopadové rychlosti, je potřeba ovládat otáčky elektromotoru. Nejznámější a v dnešní době nejpoužívanější zařízení na ovládání otáček elektromotoru, je tzv. frekvenční měnič.

10.1 Frekvenční měnič

Je elektronické zařízení, které slouží k přeměně elektrického proudu s danou frekvencí na proud s jinou frekvencí (obr. 10.1). Díky tomu je možné nastavit si u asynchronního motoru požadované otáčky.

Frekvenční měnič se skládá z:

- Usměrňovače
- Meziobvodu
- Střídače
- Mikropočítače



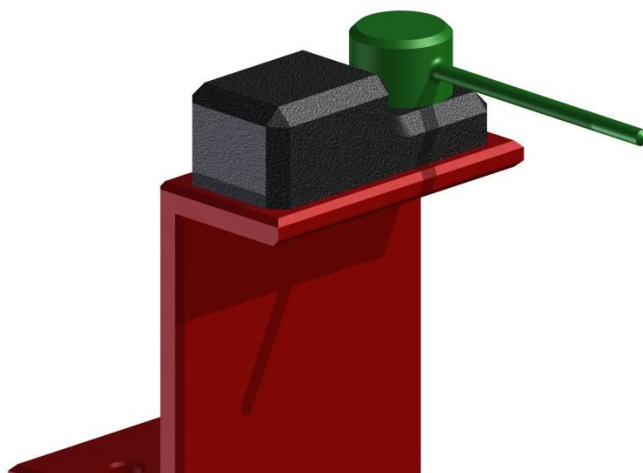
Obrázek 22 - frekvenční měnič [10.1]

Použití frekvenčního měniče nám tedy umožní nastavit si potřebné otáčky a tím pádem i rychlost vozíku se závažím. Dále nám také umožní krátkodobě přetížít elektromotor, takže není problém dosáhnout požadovaného potřebného zrychlení na určené dráze.

10.2 Senzor na zastavení motoru

Aby motor při nárazu závaží do zkoušeného rámu neběžel, je nutné ho před dopadem odpojit. Toto odpojení zajišťuje kontaktní senzor (obr. 10.2).

Po dosažení požadované rychlosti závaží dojde k vypnutí elektromotoru. Následně vozík setrvačností narazí do rámu kola. Senzor, který zajistí odpojení motoru, je umístěn přibližně 1,5 metru před dopadovou plochou. Nemělo by tedy dojít k výraznému zpomalení vozíku před jeho dopadem. Tato vzdálenost navíc slouží jako brzdná dráha pro motor.



Obrázek 10.2 – senzor

Po projetí závaží kolem senzoru dojde k předání signálu do řídicího panelu, ve kterém dojde k odpojení přívodu proudu do elektromotoru.

Senzor je navržen pouze teoreticky. Praktický výběr by bylo nutné konzultovat s odborníkem, který má přehled v těchto zařízeních. Je možné, že po projednání by se použil bezkontaktní senzor. Také je velice pravděpodobné, že v zařízení by byly použity dva senzory. Druhý senzor by byl rezervní, kdyby došlo k selhání prvního. Toto opatření by zabránilo poškození zařízení.

11 Testovaný rám a zkušební vidlice

Protože v zadání nebyl přesně zadán typ rámu, mohl jsem si rám vybrat. Oslovil jsem několik výrobců s prosbou, přesnějších rozměrů či 3D modelů, ale neúspěšně. Zvolil jsem tedy rám, ke kterému se mi podařilo dohledat nejvíce informací na internetu.

V další části jsem ještě potřeboval navrhnout odpovídající testovací vidlici s přibližně stejnou tuhostí jako má vidlice skutečná. K tomu bylo potřeba získat přesnější rozměry skutečné vidlice, což se mi nakonec podařilo.

11.1 Rám Author

Jako zkoušený rám, jsem si vybral rám Instinct 29 od firmy Author (obr. 11.1). Jedná se o duralový rám. Na internetových stránkách, jsem našel rozměry tohoto rámu a podle nich udělal zjednodušený model, který rozměrově odpovídá skutečnému rámu (obr. 11.2). Tento model jsem pro lepší pochopení umístil do 3D modelu testovacího zařízení.



Obrázek 11.1 - rám Instinct 29 [13]



Obrázek 11.2 - 3D model rámu Instinct

11.2 Návrh zkušební vidlice

Aby byl test rámu co nejvíce objektivní, musel jsem navrhnout testovací vidlici, která přenese sílu do celého rámu. Vidlice přitom musí mít odpovídající tuhost, která bude srovnatelná s běžně používanými vidlicemi. Aby bylo možné tuhost spočítat, bylo nutné znát rozměry skutečné vidlice.

Se svým vedoucím panem doc. Ing. Jiří Havlíkem, Ph.D. jsme navštívili firmu *4Ever Bikes*, která sídlí ve Studénce. Tato firma se zabývá sestavováním jízdních kol na objednávku. Představili jsme jim mou bakalářskou práci a oni nám ochotně poskytli jednu poškozenou vidlici. Pro účely získání rozměrů byla vidlice více než dostačující.



Obrázek 11.3- rozmontovaná poškozená vidlice

Vidlici jsem rozebral na jednotlivé části (obr. 11.3). Rozebírání nebylo náročné, navíc bylo zajímavé vidět, z jakých částí se vidlice skládá.

Jako vzor pro návrh náhradní vidlice jsem použil horní část. Jednalo se o tři ocelové trubky spojené krkem. Toto složení mi bylo vzorem pro návrh odpovídající testovací vidlice.



Obrázek 11.4 - navržená testovací vidlice

Navržená vidlice je svařena z ocelových částí. Skládá se ze tří ocelových trubek odpovídajících průměrů, spojených pásovou ocelí (obr. 11.4). Uložení hlavové části je stejné jako u normální vidlice. Spodní část je vybavena dvěma otvory. Do těchto otvorů se při vložení vidlice do zařízení umístí čep. Na tomto čepu se vidlice může otáčet tak, aby nedocházelo k nechtěnému pnutí při nárazu. Při návrhu, jsem vycházel z rozměrů skutečné vidlice. Vidlice by proto měla být dostatečně pevná a tuhá.

12 Závěr

Cílem mé práce bylo navrhnout testovací zařízení dynamických rázů rámu jízdního kola. Jako první jsem provedl analýzu způsobu zatěžování rámu při jízdě. Následně jsem vyhledal různé způsoby zkoušení rámu jízdních kol. Tyto způsoby mi byly základem pro návrh zařízení. Klasický vertikální způsob zařízení jsem nemohl použít, protože by nedosahoval požadovaných hodnot. Zvolil jsem tedy horizontální verzi zařízení, která simuluje náraz jezdce do překážky.

Hlavním cílem práce bylo vytvořit 3D model zařízení. Tomuto kroku předcházela návrh a výpočet klíčových částí. Jako první jsem navrhnul elektromotor tak, aby bylo dosaženo požadovaných hodnot na přijatelné dráze. Kvůli velkým silám jsem musel zvolit dva ozubené lineární moduly. Následně jsem provedl kontrolu osových ložisek, ložiska jsou předimenzovaná a měla by bez problému vydržet odpor při nárazu.

V rámci práce jsem si mohl zvolit libovolný rám jízdního kola. S ohledem na dostupnost informací jsem zvolil rám od firmy Author, podle kterého jsem vytvořil 3D model, odpovídající skutečným rozměrům. Tento model jsem následně pro lepší představu umístil do zařízení.

K zařízení bylo nutné navrhnout testovací vidlici, která přenesení sílu při nárazu do rámu kola. Aby byl test co nejvíce reálný. Navštívil jsem proto se svým vedoucím firmu 4Ever, kde mi poskytli poškozenou vidlici. Tuto vidlici jsem rozebral, změřil a následně navrhnul odpovídající náhradu.

Celé zařízení je navrženo pro zkoušení rámu Author. Pro jiné typy by stačily jen malé úpravy. Před samotným začátkem používání by bylo nutné provést zkoušky. Muselo by se vyzkoušet jak nejlépe nastavit hmotnost a rychlost vozíku pro jednotlivé testy.

V rámci práce jsem splnil všechny dané cíle. Při dalším vývoji zařízení, by se muselo přejít k reálným zkouškám.

13 Seznam literatury a dalších zdrojů

- [1] BARONI, Francesco a [z anglického originálu ... přeložil Marek CHVÁTAL]. *Bicykl: historie, mýty, posedlost*. 1. vyd. Čestlice: Rebo, 2011. ISBN 978-802-5504-598.
- [2] *Riderstate* [online]. [cit. 2015-03-04]. Dostupné z: <https://blog.riderstate.com/wp-content/uploads/2014/08/drais-teaser-DW-Wissenschaft-Eilenburg.jpg>
- [3] *The History of the Bicycle* [online]. [cit. 2015-03-04]. Dostupné z: <http://beagreencommuter.com/the-history-of-the-bicycle/>
- [4] JELÍNEK, Martin. *Návrh rámu jízdního kola a jeho deformačně napěťová analýza za pomoci MKP* [online]. Brno, 2008 [cit. 2015-03-04]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=5053. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [5] *K 2 Mountain Bike* [online]. [cit. 2015-03-17]. Dostupné z: http://www.algor.com/news_pub/cust_app/k2_sports/jahnke_test_L.gif
- [6] T.E.A. Technik s.r.o.: Pružné spojky [online]. [cit. 2015-03-21]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/pruzne-spojky/>
- [7] Matis: Lineární pohony [online]. [cit. 2015-03-21]. Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf/linearni_technika/latalog_mtj_mrj.pdf
- [8] *Winkel: Fixní osově ložisko* [online]. [cit. 2015-03-24]. Dostupné z: [http://www.winkel.de/cz/loziska-winkel/ocelova-loziska/typ/4055/?tx_winkelproducts_pi1\[action\]=show&cHash=8a556a36a850fdc961cbd5a665fce5a9#cad_download](http://www.winkel.de/cz/loziska-winkel/ocelova-loziska/typ/4055/?tx_winkelproducts_pi1[action]=show&cHash=8a556a36a850fdc961cbd5a665fce5a9#cad_download)
- [9] MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005, 64, 5 s. ISBN 80-248-0878-1.
- [10] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

- [11] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů : návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
- [12] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [13] *AUTHOR: Rám Instinct 29* [online]. 2013 [cit. 2015-03-31]. Dostupné z: <http://cz.author.eu/horska/ramove-sady/author-ram-instinct-29-2013-ua39820902>
- [14] *Siemens: Frekvenční měniče* [online]. [cit. 2015-04-07]. Dostupné z: https://www.cee.siemens.com/web/cz/cz/corporate/portal/home/produkty_a_sluzby/IBT/mereni_a_regulace/frekvencni_menice/Pages/frekvencni-menice.aspx
- [15] ČSN EN 14766. *Horská jízdní kola: bezpečnostní požadavky a zkušební metody*. Praha: Český normalizační institut, 2014.

14 Seznam příloh

Příloha A	Sestavný výkres	VAV0116 - 1
Příloha B	Výrobní výkres	VAV0116 – 1-7.5
Příloha C	Celkový 3D pohled na zařízení	VAV0116 - 2
Příloha D	Disk CD	VAV0116 - 3