

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Terénní handbike

Autor: **Bc. Filip HRDLIČKA**

Vedoucí práce: **Ing. Jiří BARTÁK**

Akademický rok 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Filip HRDLIČKA**
Osobní číslo: **S13N0020P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Terénní handbike**
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:

Proveďte rešerši trhu v oblasti používaných handbiků, zejména pro použití do terénu. Na základě rešerše a konzultací se zástupci CZEPA vytvořte koncepční návrh terénního handbiku. Zpracujte možnosti použití pomocných pohonů handbiku. Zpracujte základní výkresovou dokumentaci.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše trhu a koncepční návrh
2. Konstrukční řešení a základní výpočty
3. Možnost aplikace pohonu (koncepte a návrh vlastního pohonu)
4. Základní výkresová dokumentace
5. Komplexní zhodnocení řešení

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

TILLEY, A. R. *The measure of man and woman: human factors in design.* New York: Wiley, 2002

VLK, F. *Automobilová technická příručka.* Brno: nakladatelství a vydavatelství, 2003

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jiří Barták**
KKS
Konzultant diplomové práce: **Ing. Tomáš Peleška**
Smart motion, s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **22. září 2014**
Termín odevzdání diplomové práce: **22. května 2015**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 22. září 2014

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Děkuji svému vedoucímu práce Ing. Jiřímu Bartákovi za jeho ochotu a poskytnuté cenné rady a podněty, které vedly k vypracování této práce.

Dále bych rád poděkoval své rodině a přátelům za jejich neocenitelnou podporu v průběhu celého studia.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Hrdlička	Jméno Filip	
STUDIJNÍ OBOR	N2301 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Barták	Jméno Jiří	
PRACOVISTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Terénní handbike		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	96	TEXTOVÁ ČÁST	82	GRAFICKÁ ČÁST	14
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce shrnuje druhy terénních handbiků, jejich vlastnosti, výhody a nevýhody. Dále se práce zabývá návrhem vhodného konceptu pro konstrukci terénního handbiku a návrhem vhodného pohonu. V konstrukční části byl proveden návrh kompletní sestavy, pevnostní a kontrolní výpočty.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Handbike, terén, tříkolka, pohon, řízení, ergonomie

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Hrdlička	Name Filip	
FIELD OF STUDY	N2301 “Transport Vehicles and Handling Machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Barták	Name Jiří	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Off-road handbike		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	96	TEXT PART	82	GRAPHICAL PART	14
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The Diploma thesis summarizes the kinds of off-road handbikes, their characteristics, advantages and disadvantages. The work mapping the types of concepts for design and design suitable propulsion. In the design part was designed a complete assembly of handbike, performed structural analysis and control calculates.
KEY WORDS	Handbike, offroad, tricycle, propulsion, driving, ergonomics

Obsah

Úvod.....	1
1. Rešerše trhu.....	2
1.1 Explorer.....	2
1.2 QuickieShark Offroad	3
1.3 E-mano.3	4
1.4 NUKE OffRoad.....	4
2. Základní požadavky na konstrukci handbiku	6
2.1 Trakce.....	6
2.2 Komfort jízdy	6
2.3 Sezení	6
2.4 Hmotnost.....	6
2.5 Stabilita	6
3. Koncepce vozidla.....	7
3.1 Dvoustopé vozidlo	7
3.2 Třístopé vozidlo	7
3.3 Výběr základní koncepce vozidla	7
3.4 Koncepce s dvěma koly vzadu.....	7
3.4.1 Ovládání vozidla předním kolem, pohon zadních kol	7
3.4.2 Ovládání i pohon vozidla předním kolem.....	8
3.4.3 Ovládání i pohon vozidla zadními koly	8
3.4.4 Ovládání vozidla zadními koly, pohon předním kolem.....	9
3.5 Koncepce s dvěma koly vpředu	9
3.5.1 Ovládání vozidla předními koly, pohon zadním kolem.....	9
3.5.2 Ovládání i pohon vozidla předními koly	10
3.5.3 Ovládání vozidla předními koly, pohon všech kol	10
3.5.4 Ovládání vozidla zadním kolem, pohon předními koly.....	11
3.5.5 Ovládání i pohon vozidla zadním kolem	11
4. Návrh konstrukce.....	12
4.1 Návrh kol.....	12
4.1.1 Přejezd příkopu	13
4.1.2 Překonání svislé překážky	13
4.1.3 Průjezd brodem	14

4.2	Kontrola navrženého těžiště jezdce.....	14
4.3	Návrh řízení.....	16
4.3.1	Řídící lichoběžník.....	16
4.3.2	Záklon rejdové osy a závlek.....	17
4.3.3	Poloměr rejdu.....	18
4.3.4	Odklon kola.....	19
4.4	Ovládání řízení.....	19
4.4.1	Ovládání s výkyvnými říditky.....	19
4.4.2	Ovládání říditky se svislou osou rotace.....	19
5.	Ergonomie.....	20
5.1	Standardně měnitelné parametry.....	21
5.2	Nestandardně měnitelné parametry.....	22
5.3	Ergonomie sedačky.....	23
5.4	Vizualizace.....	23
5.4.1	Vizualizace 1% ženy.....	23
5.4.2	Vizualizace 99% muže.....	24
6.	Pohon.....	26
6.1	Zdroj hnací síly.....	26
6.1.1	Ruční pohon.....	26
6.1.2	Elektromotor.....	28
6.1.3	Akumulátor.....	29
6.2	Změna velikosti hnací síly.....	31
6.2.1	Přehazovačka.....	31
6.2.2	Planetová převodovka.....	31
6.3	Přenos hnací síly.....	32
6.3.1	Diferenciál.....	32
6.3.2	Řetěz.....	33
6.3.3	Řemen.....	33
6.3.4	Hřídele.....	33
6.3.5	Náboj předních kol.....	34
6.3.6	Ozubená kola.....	34
7.	Bezpečnost.....	36
7.1	Brzdění.....	36
7.1.1	Špalíková brzda.....	36
7.1.2	Kotoučové brzdy.....	36

7.1.3	Bubnová brzda	37
7.1.4	Parkovací brzda.....	38
7.2	Osvětlení	38
8.	Odpružení.....	39
9.	Výsledné parametry pro návrh konstrukce	41
10.	Konstrukce	42
10.1	Konstrukce hlavního rámu	42
10.2	Konstrukce zadní vidlice	44
10.3	Konstrukce přední dolní vidlice	45
10.4	Konstrukce přední horní vidlice	46
10.5	Konstrukce úchyty předních kol.....	47
10.6	Konstrukce nárazníku	47
10.7	Konstrukce řídítek	48
10.8	Sestava.....	52
10.9	Výsledné parametry konstrukce	58
11.	Výpočty.....	59
11.1	Rozložení tíhových sil na kolech.....	59
11.2	Výpočet prokluzu	60
11.3	Určení maximálního stoupání.....	61
11.4	Určení brzdných sil.....	64
11.5	Stanovení dynamického součinitele	65
11.6	Určení sil na předním odpružení	66
11.7	Určení sil na zadním odpružení	68
11.8	Stabilita při průjezdu zatáčkou	69
12.	Pevnostní analýzy	71
12.1	Analýza přední dolní vidlice	71
12.2	Analýza zadní vidlice	73
12.2.1	Analýza při propružení	73
12.2.2	Analýza při brzdění a průjezdu zatáčkou.....	74
12.3	Analýza hlavního rámu.....	75
12.4	Analýza nosné tyče řídítek	78
13.	Technicko-ekonomické zhodnocení	80
14.	Závěr	82

Přehled použitých veličin

NÁZEV VELIČINY	značka veličiny	
	úhel, (rovinný úhel)	α
délka	l	m, in
poloměr	r, R	
průměr	d	
kartézské souřadnice	x, y, z	
rychlost	v	m/s
zrychlení	a	m/s ²
gravitační zrychlení	g	m/s ²
hmotnost	m	kg
síla	F	N, LBS
tíha, tíhová síla	G	N
moment síly	M	N · m
normálové napětí	σ	MPa
tuhost	k	N/mm

Seznam obrázků

Obrázek 1-1 - Handbike Explorer [1]	2
Obrázek 1-2 - HandbikeQuickieShark [2]	3
Obrázek 1-3 - Handbike E-mano.3s [3]	4
Obrázek 1-4 - Hanbike NUKE [4]	5
Obrázek 3-1 - Varianta s řízeným předním kolem a pohonem zadních kol [5].....	8
Obrázek 3-2 - Varianta s řízeným i poháněným předním kolem [5]	8
Obrázek 3-3 - Varianta s řízenými i poháněnými zadními koly [5]	9
Obrázek 3-4 - Varianta s poháněným předním kolem a řízenými zadními koly [5]	9
Obrázek 3-5 – Varianta s řízenými předními koly a pohonem zadního kola [5].....	10
Obrázek 3-6 - Varianta s řízenými i poháněnými předními koly [5].....	10
Obrázek 3-7- Varianta s řízenými předními koly a pohonem všech kol [5].....	11
Obrázek 3-8 - Varianta s řízeným zadním kolem a pohonem předních kol [5].....	11
Obrázek 3-9- Varianta s řízeným i poháněným zadním kolem [5].....	11
Obrázek 4-1 - Přejezd příkopu [6]	13
Obrázek 4-2 - Překonání svislé překážky [6].....	13
Obrázek 4-3 - Výška brodu.....	14
Obrázek 4-4 - Určení těžiště	15
Obrázek 4-5 - Řídící lichoběžník.....	16
Obrázek 4-6 - Vytvoření řídicího lichoběžníku	17
Obrázek 4-7 - Rotace kolem středu otáčení.....	17
Obrázek 5-1 – Průměrné rozměry 2,5%, 50% a 97,5% muže v USA [8].....	20
Obrázek 5-2 Průměrné rozměry 2,5%, 50% a 97,5% ženy v USA [8].....	21
Obrázek 5-3 - Ukázka všech částí, se kterými lze v rámci přizpůsobení rozměrů pohybovat.....	22
Obrázek 5-4 - 1% žena - celkový pohled.....	23
Obrázek 5-5 - 1% žena - pohled zpredu	23
Obrázek 5-6 – 1% žena - pohled shora	23
Obrázek 5-7 - 1% žena - pohled ze strany	24
Obrázek 5-8 - 99% muž - celkový pohled	24
Obrázek 5-9 - 99% muž - pohled zpredu	24
Obrázek 5-10 - 99% muž - pohled shora	25
Obrázek 5-11 - 99% muž - pohled ze strany	25
Obrázek 6-1 – Hlavní typy sezení při pohánění handbiku [9].....	26

Obrázek 6-2 - Velikosti hnacích momentů v závislosti na typu sezení, poloze klik a synchronního či asynchronního uspořádání klik [9].....	27
Obrázek 6-3 - Velikost špiček působících sil v závislosti na typu a synchronního či asynchronního uspořádání klik [9]	27
Obrázek 6-4 - Špičky velikostí sil a momentů dle stoupání [10].....	28
Obrázek 6-5 - Vestavěný elektromotor v kole o výkonu 500 - 1000 W v závislosti na velikosti napájení [11]	29
Obrázek 6-6 - Li-ionový akumulátor Silverfish o kapacitě 11 Ah [11].....	30
Obrázek 6-7- Vyznačení možných variant uložení akumulátoru	31
Obrázek 6-8 - Planetová převodovka Sturmey Archer [12]	32
Obrázek 6-9 - Diferenciál od firmy SAMAGAGA [13].....	33
Obrázek 6-10 - Kloubová výsuvná hřídel firmy SAMAGAGA [13]	33
Obrázek 6-11 - Náboj firmy SAMAGAGA [13].....	34
Obrázek 6-12 - Výsledné rozměry navrženého kuželového soukolí	34
Obrázek 6-13 - Návrh kuželového soukolí na základě vstupního hnacího momentu a otáček	35
Obrázek 6-14 - Parametry zvolených kuželových soukolí [14]	35
Obrázek 8-1 - Tlumič DV-22 [16].....	39
Obrázek 8-2 - Základní rozměry [16]	39
Obrázek 10-1 - Hlavní části hlavního rámu.....	42
Obrázek 10-2 - Natočení rovin hlavních nosných trubek vůči podélné rovině rámu	42
Obrázek 10-3 - Vyobrazení umístění úchytů	43
Obrázek 10-4 - Vyobrazení umístění zbývajících úchytů	43
Obrázek 10-5 - Úchyt převodovky a diferenciálu	44
Obrázek 10-6 - Úchyt tlumičů a přední vidlice	44
Obrázek 10-7 - Úchyt přední dolní vidlice	44
Obrázek 10-8 - Úchyt řídítek	44
Obrázek 10-9 - Zadní vidlice	45
Obrázek 10-10 - Dolní přední vidlice	46
Obrázek 10-11 - Horní přední vidlice	46
Obrázek 10-12 - Úchyt předních kol	47
Obrázek 10-13 - Nárazník.....	48
Obrázek 10-14 - Sestava řídítek.....	48
Obrázek 10-15 - Řez horním ložiskovým domkem.....	49
Obrázek 10-16 - Řez horním ložiskovým domkem.....	50
Obrázek 10-17 - Připevnění nosné tyče k dolnímu ložiskovému domku	51

Obrázek 10-18 - Dolní ložiskový dome s viditelnou drážkou	51
Obrázek 10-19 - Sestava základních částí	52
Obrázek 10-20 - Uchycení předních vidlic	52
Obrázek 10-21 - Připevnění řídítek k hlavnímu rámu	53
Obrázek 10-22 - Umístění kloubových hřídelů, diferenciálu a ložisek	53
Obrázek 10-23 - Umístění tlumičů a řídicích tyčí	53
Obrázek 10-24 - Detail uchycení předního tlumiče	54
Obrázek 10-25 - Sestava po připevnění kol, brzd a planetové převodovky	54
Obrázek 10-26 - Detail uchycení brzdového kotouče a brzdy na předním kole	55
Obrázek 10-27 - Detail uchycení špalíkové brzdy na zadním kole	55
Obrázek 10-28 – Ukázka propružení přední nápravy	56
Obrázek 10-29 - Uchycení sedačky k hlavnímu rámu	56
Obrázek 10-30 - Konečná sestava terénního handbiku	57
Obrázek 10-31 - Natočení kol, pohled shora	57
Obrázek 10-32 - Natočení kol při pohledu zepředu	58
Obrázek 11-1 - Rozložení sil na kolech v závislosti na umístěných těžištích	59
Obrázek 11-2 - Rozložení sil při jízdě do stoupání	61
Obrázek 11-3 - Určení brzdných sil	64
Obrázek 11-4 - Schéma rovnováhy sil na předním odpružení	66
Obrázek 11-5 – Schéma zatížení dolní vidlice	67
Obrázek 11-6 - Schéma zatížení zadní vidlice	68
Obrázek 11-7 - Přehled rozměrů	69
Obrázek 11-8 - Soustava sil na poloměru R	69
Obrázek 12-1 - Nastavení pevnostní analýzy dolní vidlice	71
Obrázek 12-2 - Původní návrh spodní vidlice	72
Obrázek 12-3 - Nový návrh spodní vidlice	72
Obrázek 12-4 – Nastavení pevnostní analýzy zadní vidlice	73
Obrázek 12-5 - Původní návrh zadní vidlice	73
Obrázek 12-6 – Upravený návrh zadní vidlice	74
Obrázek 12-7 – Původní návrh uchycení zadní vidlice	74
Obrázek 12-8 - Upravený návrh uchycení zadní vidlice	75
Obrázek 12-9 - Nastavení pevnostní analýzy hlavního rámu	76
Obrázek 12-10 - Původní návrh hlavního rámu	76
Obrázek 12-11 - Upravený návrh hlavního rámu	77
Obrázek 12-12 - Upravený návrh hlavního rámu	77

Obrázek 12-13 - Nastavení pevnostní analýzy nosné tyče řídítek	78
Obrázek 12-14 – Výsledek pevnostní analýzy nosné tyče řídítek	79

Seznam tabulek

Tabulka 4-1 - přehled prvotních parametrů	12
Tabulka 4-2 – Závlek [7]	18
Tabulka 4-3 - Poloměr rejdu [7]	18
Tabulka 6-1 - Parametry motorů nabízející prodejce e-pohon [11].....	29
Tabulka 6-2 - Parametry Li-ion akumulátorů nabízející prodejce e-pohon [11].....	30
Tabulka 7-1 - Klasická špalíková brzda [15].....	36
Tabulka 7-2 - Kotoučová brzda [15].....	37
Tabulka 7-3 - Zadní náboj s bubnovou brzdou od firmy Sturmey Archer [12].....	37
Tabulka 8-1 - Parametry tlumiče DV-22 [16]	39
Tabulka 9-1- Tabulka výsledných parametrů od kterých se bude odvíjet konstrukce ...	41
Tabulka 9-2 - Dodatečné parametry, které má konstrukce splňovat	41
Tabulka 10-1 - Výsledné parametry konstrukce	58
Tabulka 11-1 - Přehled parametrů pro výpočet	59
Tabulka 11-2 - Parametry pro výpočet prokluzu	62
Tabulka 11-3 - Hodnoty max. stoupání v procentech pro 50 kg uživatele.....	62
Tabulka 11-4 - Hodnoty max. stoupání v procentech pro 75 kg uživatele.....	63
Tabulka 11-5 - Hodnoty max. stoupání v procentech pro 100 kg uživatele.....	63

Seznam příloh

Příloha č. 1: Předpis č. 341/2014 Sb.

Příloha č. 2: Rendery konečného návrhu

Použitý software

Autodesk Inventor Professional 2015

Autodesk Showcase 2015

Autodesk AutoCAD 2015

Siemens NX 9.0

Úvod

Handbike je jízdní kolo určené pro osoby, které z nějakého důvodu nemohou používat k pohonu jízdního kola své nohy. Nejčastěji se jedná o osoby s porušením míchy, amputovanou nohou atd. Místo nohou využívají tyto osoby k pohonu vozidla své ruce. Právě spojením anglických názvů pro ruku (hand) a jízdní kolo (bike) je odvozen i samotný název zařízení. Jako u klasického jízdního kola lidé rukama stroj řídí, tj. mění směr, převod či brzdi, ale zároveň také rukama zařízení pohání. Uvedené skutečnosti kladou vyšší náročnost na konstrukční řešení takového vozidla, neboť všechny důležité prvky musí být umístěny na jednom místě.

Zatímco výrobou či prodejem klasických variant handbiků se zabývají i české firmy, výrobě a prodeji terénních variant se po celém světě věnuje pouze několik firem. Vzhledem k nedostatečné konkurenci, která by srážela cenu výrobků, bývá cena terénních zařízení velmi vysoká.

V České republice je nejvíce populárním typem cykloturistiky tzv. trekking, což je dáno nejen reliéfem krajiny, ale i nedostatkem cyklostezek se zpevněným povrchem. Trekking tedy kromě jízdy po běžných asfaltových komunikacích a cyklostezkách zahrnuje i jízdu po turistických cestách s nezpevněným povrchem, tzn. po polních či lesních cestách, kde jsou často výmoly, drobné kamení, kořeny a jiné překážky, které mohou být pro uživatele klasického handbiku bez cizí pomoci nepřekonatelné. Klasické handbiky navíc nemají odpružený rám, a tak se jízda v náročnějším terénu stává nekomfortním zážitkem.

Cílem této práce je navrhnout celoodpruženou a cenově přijatelnou konstrukci terénního handbiku, jehož uživatel bude schopný vypořádat se bez cizí pomoci i s náročným terénem.

Aby navržená konstrukce terénního handbiku odpovídala potřebám koncových uživatelů, byly úpravy zvolené konstrukce konzultovány přímo s dvěma uživateli handbiků, Michalem Vondráčkem a Janem Krauskopfem. Jejich zkušenosti, cenné připomínky i námítky vedly k zdokonalení vybrané varianty handbiku.

1. Rešerše trhu

1.1 Explorer

Explorer je netradiční třístopý handbike s dvěma koly vpředu. Lze ho použít i v náročnějším terénu. Netradiční je u tohoto vozidla nejen způsob pohonu a řízení, ale také poloha, kterou musí uživatel v handbiku před jízdou zaujmout. Pohon a řízení bývá u handbiků běžně sloučeno na řídítkách. U Exploreru jsou kliky učené k pohonu umístěny mimo řídítka. Celé provedení vozidla kvůli odloučení pohonu a řízení připomíná klasické kolo, kde má uživatel řídítka určená ke změně směru, ovládaní brzd a převodů, a pak samostatné kliky k pohonu celého zařízení.

Aby nedošlo k problémům s říditelností vozidla při jeho pohonu, použil výrobce naklápěcí hrudní opěrku. Opěrka umožňuje natočení předních kol, avšak úhel natočení je menší, než jaký by byl umožněn při použití řídítek.

Uživatel v této variantě handbiku nesedí, ale opírá se o hrudní opěrku a nohy má skrčené pod sedačkou.

Celá konstrukce handbiku je složena z jedné hlavní nosné trubky, k níž jsou připevněna tři odpružená kola. Rám je vyroben z hliníkové slitiny, což značně snižuje hmotnost celého vozidla. K pohonu je použito zadní kolo s planetovou převodovkou. Přenos energie pohonu zajišťují řetězová kola s řetězem, která se používají u klasických jízdnicích kol. K brzdění jsou použity hydraulické kotoučové brzdy. Brzdit mohou všechna tři kola. [1]



Obrázek 1-1 - Handbike Explorer [1]

Výhody a nevýhody:

Mezi výhody tohoto vozidla lze zahrnout možnost brzdit všemi třemi koly, celoodpruženou konstrukci, která umožňuje komfortnější jízdu, a také použití planetové převodovky.

Mezi jeho nevýhody patří vysoká hmotnost. Přestože byla použita konstrukce ze slitiny hliníku, dosahuje váha zařízení 26 kg. Dalším negativním aspektem konstrukce jsou oddělené oblasti řízení a pohonu, které uživatele při jízdě nutí neustále přehmatávat mezi řídítky a klikami pro pohon. Nepraktický je také způsob usazení jezdce, protože uživatel může mít při sjíždění z kopce pocit, že přepadne přes řídítka. Opírání se o hrudní opěrku nemusí vyhovovat uživatelům s oslabeným svalstvem v oblasti hrudníku. Nevýhodou je také vysoká cena, která se v přepočtu pohybuje kolem 200 000 Kč.

1.2 QuickieShark Offroad

Shark je v podstatě klasický silniční handbike, u něhož byly přidány pneumatiky do terénu a zvýšena světlá výška rámu. Na rám jsou připevněna kola o průměru 26". Přední kolo slouží k pohonu, brzdění a ke změně směru. Změnu směru provádí uživatel této varianty handbiku vhodným natočením předního kola. Zадní kola mají pouze nosnou funkci. Celková hmotnost dosahuje 14,5 kg. Cena vozidla se pohybuje kolem 130 000 Kč. [2]



Obrázek 1-2 - HandbikeQuickieShark [2]

Výhody a nevýhody:

Mezi výhody patří velmi nízká hmotnost, relativně příznivá cena, vyšší světlost rámu a umístění pohonných a ovládacích prvků na jednom místě.

K nevýhodám zařízení lze zařadit pohon kol. Poháněné je pouze jedno kolo, které je navíc značně vzdáleno od těžiště jezdce. Při jízdě v terénu proto může docházet k prokluzu kola, a to zvláště při jízdě do kopce. Nevýhodou může být i zvolený způsob

zatačení. Chce-li uživatel handbiku zatočit, musí naklopit přední kolo, čímž dochází k velkému poloměru zatačení. Vozidlo navíc není odpruženo.

1.3 E-mano.3

Handbike E-mano.3 je vybaven pomocným elektropohonem. Díky tomu ho mohou používat i méně zdatní uživatelé, popřípadě je možné celé vozidlo využít i v náročnějších terénních podmínkách.

Stroj má hnané přední kolo, jež slouží i ke změně směru jízdy. Terénní varianta zařízení disponuje odpruženou zadní částí rámu a možností umístění kotoučové brzdy na každém kole. Celková hmotnost základní varianty je 28 kg. Váha se však může měnit v závislosti na zvoleném příslušenství. Nosnost vozidla je 130 kg. Cena základního modelu činí 166 000 Kč. [3]



Obrázek 1-3 - Handbike E-mano.3s [3]

Výhody a nevýhody:

Mezi výhody jednoznačně patří pomocný elektropohon, odpružení zadní nápravy, možnost používat až tři brzdy a vzhledem k výbavě i vhodná cena.

Mezi nevýhody lze zařadit nízkou světlou výšku rámu či možnost zatačet pouze naklápěcím předním kolem, kvůli kterému má vozidlo vyšší poloměr zatačení. Nevýhodou může být i vyšší hmotnost handbiku, což v případě varianty bez pomocného elektropohonu může být pro uživatele značným problémem.

1.4 NUKE OffRoad

NUKE OffRoad je varianta handbiku s dvěma předními koly určenými ke změně směru. K pohonu je použito zadní kolo. Celá zadní část rámu je odpružená, čímž

přispívá k pohodlnější jízdě. Pohánění celého vozidla je zajišťováno pomocí klik umístěných na pevném sloupku v přední části vozidla. Ke změně směru, převodového poměru a brzdění slouží postranní řídítka. Jejich konstrukční provedení je stejné jako u lehokol. Vozidlo je dále vybaveno kotoučovou brzdou na každém kole. Cena se v přepočtu pohybuje kolem 150 000 Kč. [4]



Obrázek 1-4 - Hanbike NUKE [4]

Výhody a nevýhody:

Mezi výhody se řadí přední řídící kola, která v kombinaci s malým rozvorem kol umožňují velmi malý poloměr zatáčení. Další výhodou je dostatečná světlá výška rámu a odpružení zadní části rámu.

Mezi nevýhody patří oddělené oblasti řízení a pohonu.

2. Základní požadavky na konstrukci handbiku

Z rešerše trhu a na základě diskuze s koncovými uživateli byly sestaveny základní požadavky na konstrukci terénního handbiku.

2.1 Trakce

Jedním ze základních požadavků uživatelů handbiků je, aby se vozidlo bylo schopno vypořádat i s náročnějším terénem a běžným stoupáním. Tento požadavek klade důraz hlavně na trakci celého vozidla. Dostatečnou trakci je možno obstarat pohonem více kol či použitím přídavného elektrického motoru. Samozřejmostí je použití terénních pneumatik. Dalším parametrem trakce je dostatečný přítlak na hnané kolo či kola v případě stoupání, aby nedošlo k prokluzu i v nevhodném, např. bahnitém terénu.

2.2 Komfort jízdy

Druhým požadavkem bylo celkové odpružení konstrukce, popřípadě alespoň zadního kola či kol, a to z důvodu většího komfortu jízdy i v náročném terénu.

2.3 Sezení

Třetí požadavek klade důraz na vhodnou ergonomii sezení, tzn., aby posez uživatele v handbiku byl proveden klasicky v sedu s opěrkou zad.

2.4 Hmotnost

Čtvrtým požadavkem vycházejícím z diskuze byla nízká hmotnost celého vozidla, neboť při jízdě do kopce je cítit každý gram a vyšší hmotnost handbiku tak značně omezuje možnosti uživatele v případě delší trasy náročnějším terénem či vysokého stoupání.

2.5 Stabilita

Pátý požadavek kladl důraz na stabilitu zařízení, tzn., aby se i na zešikmené ploše či při vyklonění jezdce handbike nepřevrátil.

3. Koncepce vozidla

V této kapitole jsou popsána základní konstrukční řešení, která je možné použít jako výchozí variantu pro vznik konečného návrhu handbiku. Nejprve bylo třeba rozhodnout, zda se bude jednat o tří či čtyř kolovou variantu handbiku.

3.1 Dvoustopé vozidlo

Výhodou čtyřkolového řešení konstrukce je bezesporu jeho vyšší stabilita. Ta vychází už ze samotného půdorysu obdélníkové konstrukce. Ideálním těžištěm je pak střed obdélníku. Při posunu jezdce, respektive jeho těžiště, v podélném směru nedojde k zhoršení příčné stability vozidla. Obdélníková konstrukce rámu také nabízí větší prostor pro umístění všech potřebných ovládacích prvků než je tomu u třístopé varianty, kde jsou konstruktéři omezováni rámem trojúhelníkového tvaru a existencí prostředního kola. Další výhodou je použití čtyř kol, a to v případě, že jedním z konstrukčních cílů bude využití všech kol k pohonu či k intenzivnímu brzdění. Nevýhodou dvoustopé varianty je však složitější, a tedy i větší a těžší konstrukce rámu.

3.2 Třístopé vozidlo

Jeho výhodou je uspořádání vozidla, které je velmi podobné zadní části běžného kola. To umožňuje použít nejen stejná konstrukční řešení zadní části rámu, ale také použít běžné komponenty určené pro klasická jízdní kola. Velkou výhodou je zároveň nižší hmotnost rámu ve tvaru rovnoramenného trojúhelníku, i nižší hmotnost použitých komponent. Celkovou hmotnost snižuje především menší počet kol i brzd. Značnou nevýhodou může být v některých případech stabilita celého vozidla. Zejména pokud je zvoleno těžiště, které je příliš blízko prostřednímu kolu. Ideálním místem pro těžiště uživatele je těžiště trojúhelníku, které se nachází ve $2/3$ délky trojúhelníku počítané od nejostřejšího vrcholu.

3.3 Výběr základní koncepce vozidla

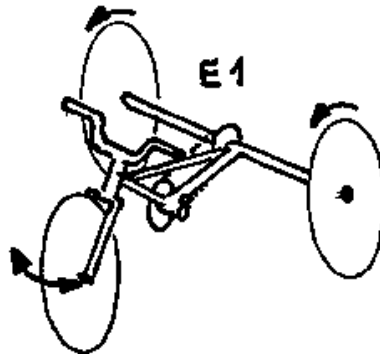
V kapitole 2. *Základní požadavky na konstrukci handbiku* byla jako jeden ze základních parametrů zvolena nízká hmotnost. Z tohoto důvodu se práce bude nadále zabývat už jen třístopými variantami.

3.4 Koncepce s dvěma koly vzadu

3.4.1 Ovládání vozidla předním kolem, pohon zadních kol

Jde o velmi jednoduchou variantu, která kromě zadní nápravy v mnohém připomíná klasické jízdní kolo. Přední kolo slouží k řízení vozidla, zadní kola jsou poháněna přes diferenciál. Výhodou tohoto typu je jednoduchá konstrukce rámu, pohon dvou kol a těžiště umístěné v zadní části vozidla, což zvyšuje stabilitu a zároveň poskytuje dostatečný přítlak na hnací kola. Nevýhodou tohoto řešení je použití diferenciálu, neboť v okamžiku, kdy se jedno kolo objeví ve vzduchu, přestává docházet

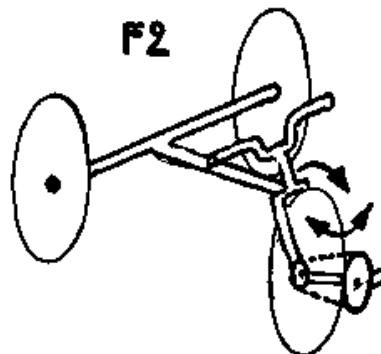
k trakci. Tento stav hrozí hlavně u pevné nápravy. Další nevýhodou je vedení hnací síly přes celý rám zepředu dozadu, což zvyšuje hmotnost handbiku. V případě použití řetězového přenosu hnací síly může v terénu hrozit zanesení řetězu nečistotami.



Obrázek 3-1 - Varianta s řízeným předním kolem a pohonem zadních kol [5]

3.4.2 Ovládání i pohon vozidla předním kolem

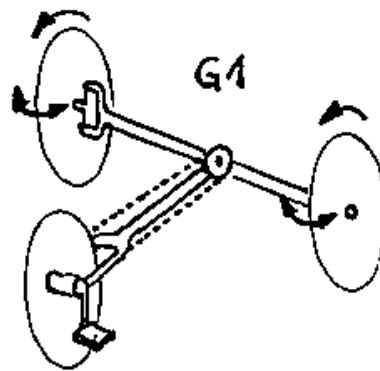
Výhodou tohoto typu je krátký přenosový systém hnací síly. Proti předchozímu řešení handbiku poháněného zadními koly a ovládaného předním kolem, je nevýhodou této varianty složitější konstrukce. Za negativum lze rovněž považovat pouze jedno poháněné kolo, které je daleko od těžiště, a tak je trakce celého vozidla oslabena.



Obrázek 3-2 - Varianta s řízeným i poháněným předním kolem [5]

3.4.3 Ovládání i pohon vozidla zadními koly

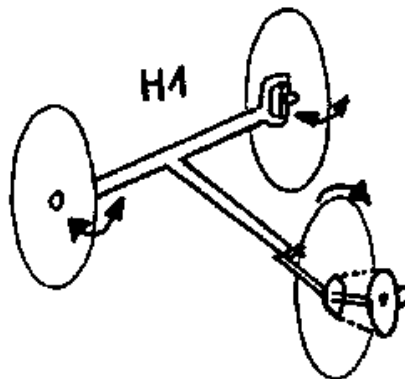
Výhody této koncepce jsou shodné s pozitivy varianty popsané v podkapitole 3.4.1 *Ovládání vozidla předním kolem, pohon zadních kol*, a to především z hlediska trakce a stability. Nevýhodou je dlouhý přenosový systém hnací síly a vyšší konstrukční náročnost tohoto řešení.



Obrázek 3-3 - Varianta s řízenými i poháněnými zadními koly [5]

3.4.4 Ovládání vozidla zadními koly, pohon předním kolem

V tomto případě se jedná o konstrukčně jednodušší variantu. Výhody a nevýhody jsou shodné s výhodami a nevýhodami popsány v podkapitole 3.4.2 *Ovládání i pohon vozidla předním kolem.*

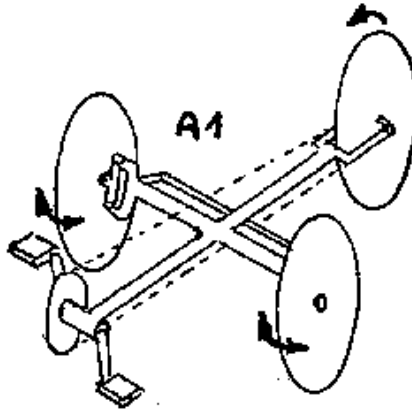


Obrázek 3-4 - Varianta s poháněným předním kolem a řízenými zadními koly [5]

3.5 Koncepce s dvěma koly vpředu

3.5.1 Ovládání vozidla předními koly, pohon zadním kolem

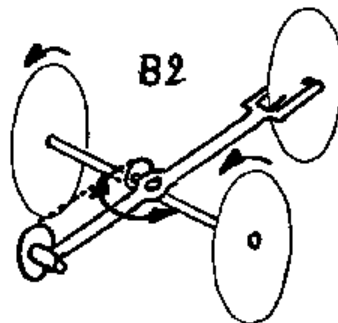
Konstrukce této varianty je velmi jednoduchá, což snižuje výrobní náklady. Nevýhodou je pouze jedno hnané kolo, jež je navíc málo zatíženo, a to především v případě umístění těžiště jezdce v těžišti trojúhelníka. Pokud je však těžiště uživatele umístěno blíže zadnímu kolu, vzrůstá přítlak na kolo, avšak rapidně se zhoršuje stabilita celého vozidla.



Obrázek 3-5 – Varianta s řízenými předními koly a pohonem zadního kola [5]

3.5.2 Ovládání i pohon vozidla předními koly

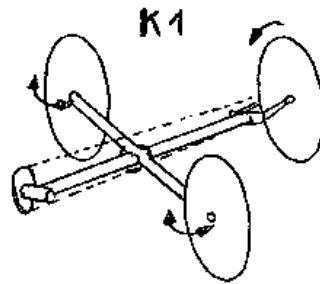
Tato varianta je konstrukčně složitější, neboť při pohonu obou předních kol je třeba použít kloubové hřídele a diferenciál. Výhodou této koncepce je však lepší průjezd zatáčkami v důsledku umístění trakčního kola na vnitřním poloměru zatáčky. Za výhodu je třeba považovat i zlepšenou trakci v důsledku použití pohonu dvou kol a umístění těžiště jezdce blízko přední nápravě, což zvyšuje přítlak. Při umístění těžiště jezdce blíže přední nápravě navíc vzrůstá i příčná stabilita vozidla. Nevýhodou však může být dopředný klopný moment vozidla vzniklý brzděním předních kol.



Obrázek 3-6 - Varianta s řízenými i poháněnými předními koly [5]

3.5.3 Ovládání vozidla předními koly, pohon všech kol

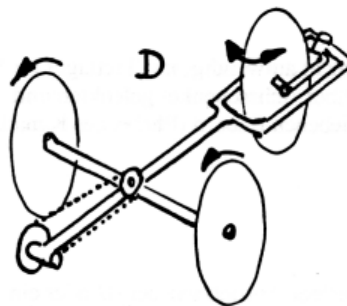
Z konstrukčního hlediska je tato varianta pohonu vozidla ze všech zmíněných koncepcí nejnáročnější. Výhodou je však výtečná trakce v terénu, a to i ve zhoršených podmínkách. Nevýhodou je pak vyšší hmotnost.



Obrázek 3-7- Varianta s řízenými předními koly a pohonem všech kol [5]

3.5.4 Ovládání vozidla zadním kolem, pohon předními koly

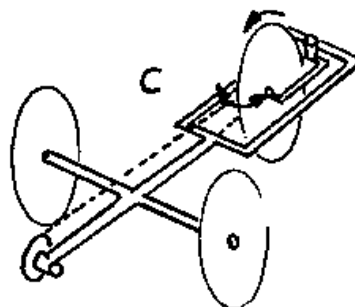
Toto řešení není příliš vhodné, neboť ovládním směru pouze zadním kolem dochází k přetáčivosti vozidla. Směrovou stabilitu je možné zachovat pouze dodatečnými konstrukčními prvky, což je nákladné a konstrukčně složité.



Obrázek 3-8 - Varianta s řízeným zadním kolem a pohonem předních kol [5]

3.5.5 Ovládání i pohon vozidla zadním kolem

Tato varianta má stejné výhody a nevýhody jako varianta popsána v předchozí podkapitole, tj. 3.5.4 Ovládání vozidla zadním kolem, pohon předními koly. Celá konstrukce je složitější než předchozí, protože k pohonu i změně směru je využito zadní kolo.



Obrázek 3-9- Varianta s řízeným i poháněným zadním kolem [5]

4. Návrh konstrukce

V podkapitole 3.3 *Výběr základní koncepce vozidla* byla vybrána varianta třístopého handbiku. Při použití této varianty je nejlepším způsobem, jak zajistit dobrou stabilitu, umístění jezdce do těžiště trojúhelníka. Aby byl zajištěn dostatečný poloměr zatáčení s dostatečně dobrými vlastnostmi při průjezdu zatáčkou, byla zvolena varianta s dvěma předními hnacími a řídicími koly uvedená v podkapitole 3.5.2 *Ovládání i pohon vozidla předními koly*. Tato varianta umožňuje využít kratší systém přenosu hnací síly, což přispěje k další úspoře hmotnosti. Tato koncepce je výhodná kvůli umístění těžiště jezdce, neboť zajistí mnohem vyšší přítlak na hnaná kola. K dosažení komfortnější jízdy byla zvolena celoodpružená varianta handbiku. K zajištění dostatečné trakce v terénu i pro fyzicky slabší uživatele bylo rozhodnuto o možnosti přidání pomocného elektromotoru do zadního kola.

Základní rozměry vozidla budou určeny převážně maximální šířkou a délkou vozidla. Další rozměry pak budou závislé na rozměrech lidského těla. Maximální šířka vozidla byla stanovena na 800 mm (kvůli průjezdu dveřmi) a maximální délka na 1900 mm (z důvodu přepravy výtahem).

varianta	- třístopá koncepce s dvěma koly vpředu
pohon	- přední kola ruční, zadní kolo elektromotor
těžiště	- vzdáleno 1/3 délky rozvoru kol od osy předních kol
odpružení	- všechna 3 kola
řízení	- předními koly
max. šířka	- 800 mm
max. délka	- 1900 mm

Tabulka 4-1 - přehled prvotních parametrů

4.1 Návrh kol

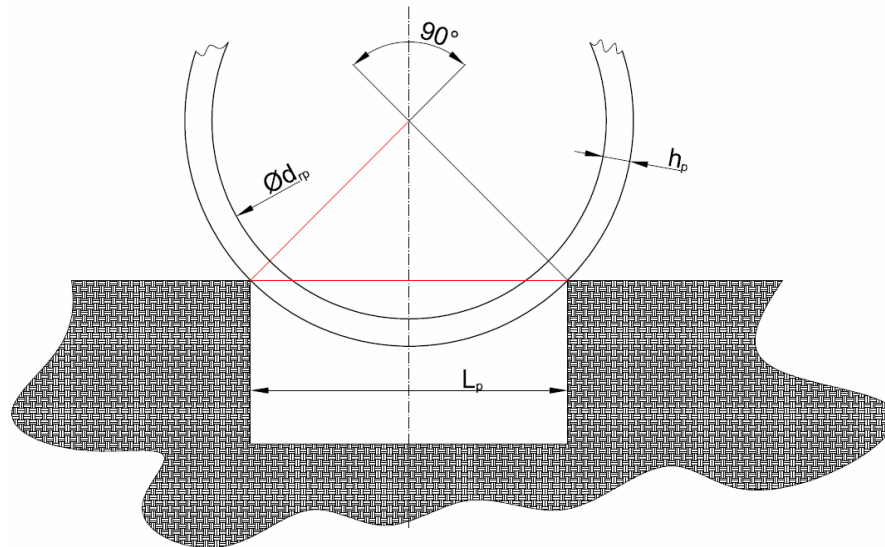
Na trhu jsou k dostání dva typy kol, kola loukoťová a kola s drátovým výpletem. K dosažení co nejnižší hmotnosti a pružných vlastností byla při výběru upřednostněna kola s drátovým výpletem. Konečnou hmotnost kol ovlivní typ použité pneumatiky.

Při návrhu velikosti kol byl kladen důraz na tři parametry, s nimiž se v terénu může uživatel běžně setkat. Jedná se o přejezd příkopu či drobných děr, překonání svislé překážky, např. schodu, kamenu atd., a průjezd brodem.

Pro zvolenou konstrukci byla zvažována kola o průměru 20" (508 mm). S přihlédnutím na min. výšku pláště, jež činí 1" (25,4 mm) dostáváme průměr kola $d_k = 558,8$ mm. Pro snazší počítání bude hodnota zaokrouhlena na 560 mm.

4.1.1 Přejezd příkopu

Při přejíždění příkopu je nutné, aby spojnice hran příkopu se středem kola nepřekročily vrcholový úhel 90° .



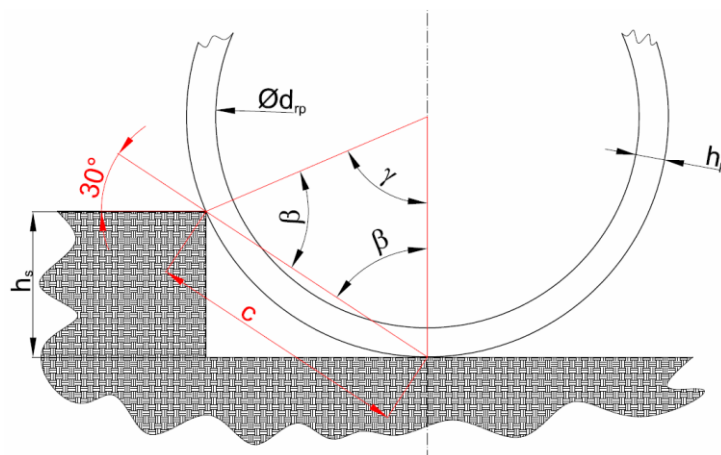
Obrázek 4-1 - Přejezd příkopu [6]

Vzniká pravoúhlý rovnostranný trojúhelník. Pro výpočet maximální šíře příkopu (přepony trojúhelníka) tak lze použít Pythagorovu větu.

$$L_p^2 = r_k^2 + r_k^2 \Rightarrow L_p = \sqrt{r_k^2 + r_k^2} = \sqrt{280^2 + 280^2} = 395,98\text{mm}$$

4.1.2 Překonání svislé překážky

Při počítání max. výšky svislé překážky nesmí úhel mezi přeponou trojúhelníka (viz obr.) a roviny podkladu přesáhnout $\alpha = 30^\circ$.



Obrázek 4-2 - Překonání svislé překážky [6]

Pro max. výšku tak bude platit rovnice:

$$\sin \alpha = \frac{h_s}{c}$$

Vzhledem k faktu, že trojúhelník na obrázku je rovnostranný, všechny jeho strany budou stejně dlouhé, a to o délce $c = r_k$. Pro výpočet h_s tak platí vztah:

$$h_s = r_k \cdot \sin \alpha = 280 \cdot \sin 30^\circ = 140 \text{ mm}$$

4.1.3 Průjezd brodem

Při projíždění brodem je důležité, aby se do uložení kol nedostala voda. Konečná výška brodění však bude záležet i na všech ostatních částech vozidla, jež nesmí přijít do kontaktu s vodou. V tomto případě se jedná o uložení ozubených kol, která přenáší hnací sílu skrz trubku řídítek. Výšku brodu je tak možné odměřit z modelu sestavy dle obr. 4-3. Maximální výška brodu tedy činí $H_b = 200 \text{ mm}$ ($H_{bp} = 175 \text{ mm}$ v případě plného pružení předních kol).

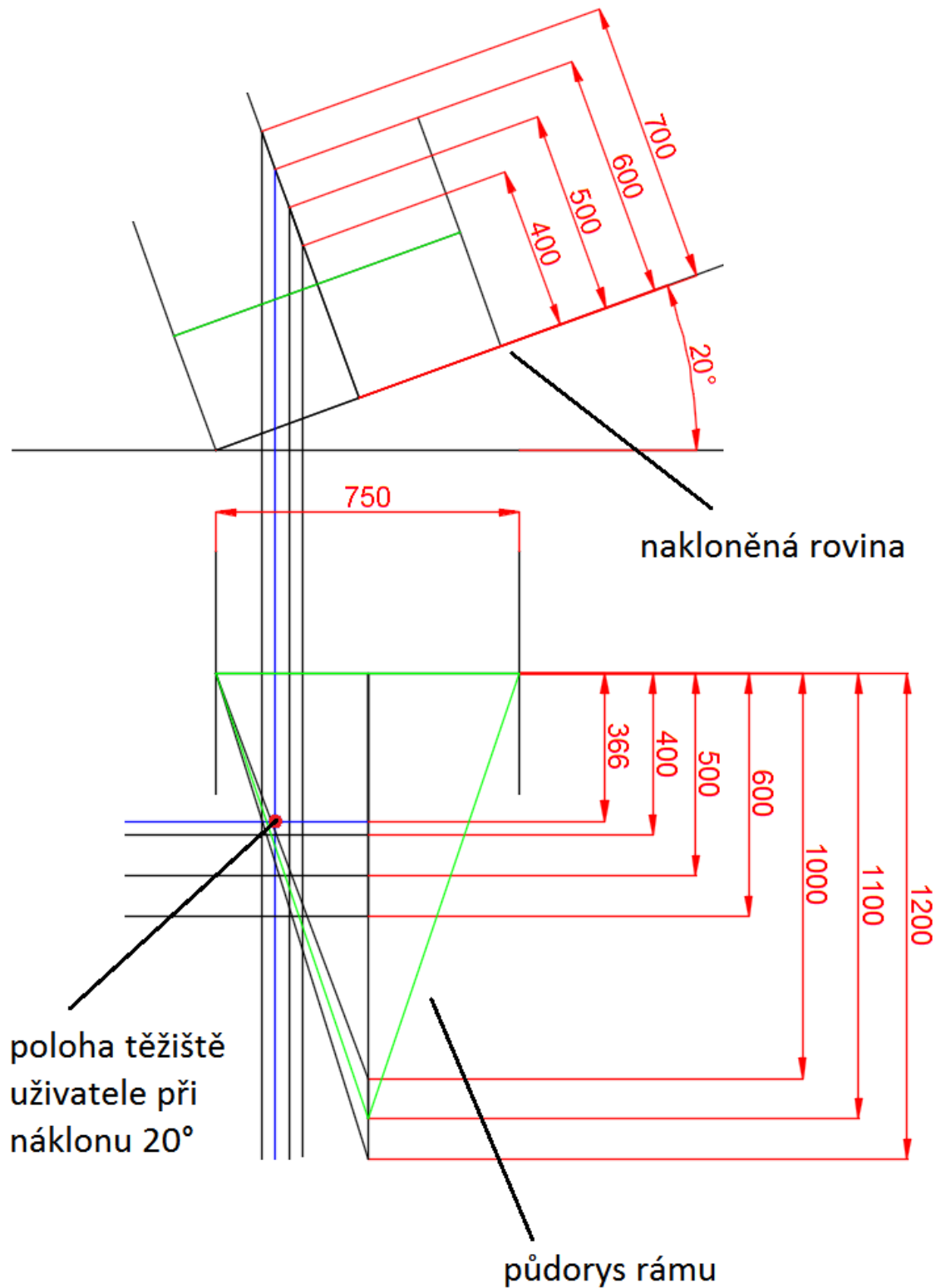


Obrázek 4-3 - Výška brodu

4.2 Kontrola navrženého těžiště jezdce

Stanovení správného těžiště uživatele je velmi důležité, neboť rozhoduje o rozložení sil na jednotlivá kola a stabilitě celého vozidla. Těžiště uživatele bylo na začátku této kapitoly zvoleno v těžišti rovnostranného trojúhelníku, což by mělo zajistit dostatečnou stabilitu i na nakloněné rovině. Aby byla celá myšlenka ověřena, byla použita níže umístěná grafická metoda kontroly (obr. 4-4). Na obrázku je možné vidět různá řešení určení polohy těžiště v závislosti na jeho výšce, poloze a rozvoru kol. Rozchod kol byl stanoven pevně na $l_{pk} = 750 \text{ mm}$. Maximální náklon vozidla byl stanoven na 20° .

Princip grafické metody spočívá v tom, aby průsečík svislice vedené od výšky těžiště na nakloněné rovině a vodorovné přímky vedené od polohy těžiště uživatele se stále nacházel uvnitř plochy trojúhelníka. Tuto plochu tvoří body, kde se kola dotýkají země. Určení stabilního těžiště tak přímo závisí na velikosti hodnot rozchodu a rozvoru kol.



Obrázek 4-4 - Určení těžiště

Dle předchozího obrázku byla výška těžiště stanovena na $h_{ij} = 600 \text{ mm}$ a rozvor kol na $l_k = 1100 \text{ mm}$. Vzdálenost těžiště od přední nápravy byla nakonec zaokrouhlena na $l_{ij} = 370 \text{ mm}$.

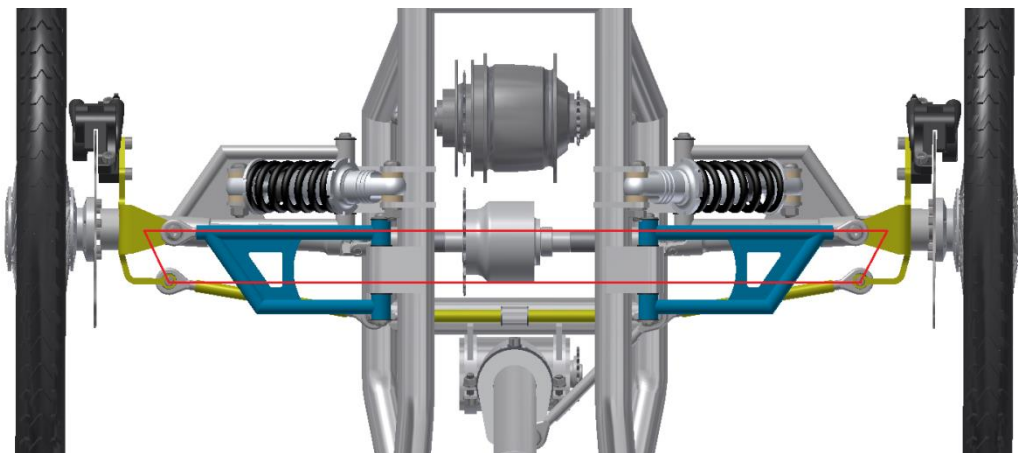
4.3 Návrh řízení

Pro řízení vozidla byla na začátku kapitoly 4. *Návrh konstrukce* vybrána varianta s dvěma předními koly. Obě kola budou navíc odpružená, a tak se bude jednat o nezávislé zavěšení předních hnacích kol podobně, jako je tomu u většiny současných automobilů. Z tohoto důvodu bude tato podobnost využita při samotném návrhu řízení vozidla.

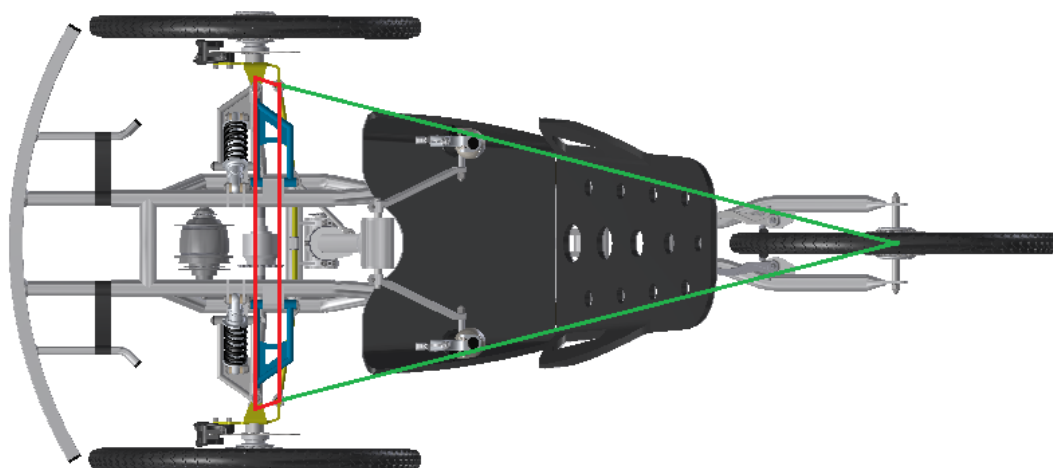
4.3.1 Řídící lichoběžník

Při projíždění obloukem se vnitřní a vnější kolo točí rozdílnými rychlostmi. To je zapříčiněno tím, že kola rotují kolem jednoho bodu, avšak na rozdílných poloměrech oblouků. Aby kola při zatáčení projížděla hladce a nedocházelo ke skluzu, je třeba, aby kolo na vnějším poloměru svíralo menší úhel než kolo na vnitřním poloměru, a jejich kolmice se tak protínaly v jednom bodě. Tímto bodem je průsečík těchto dvou kolmic s kolmicí zadního kola (prodloužené osy kola). Vzdálenost průsečíku od podélné osy vozidla pak udává poloměr zatáčení.

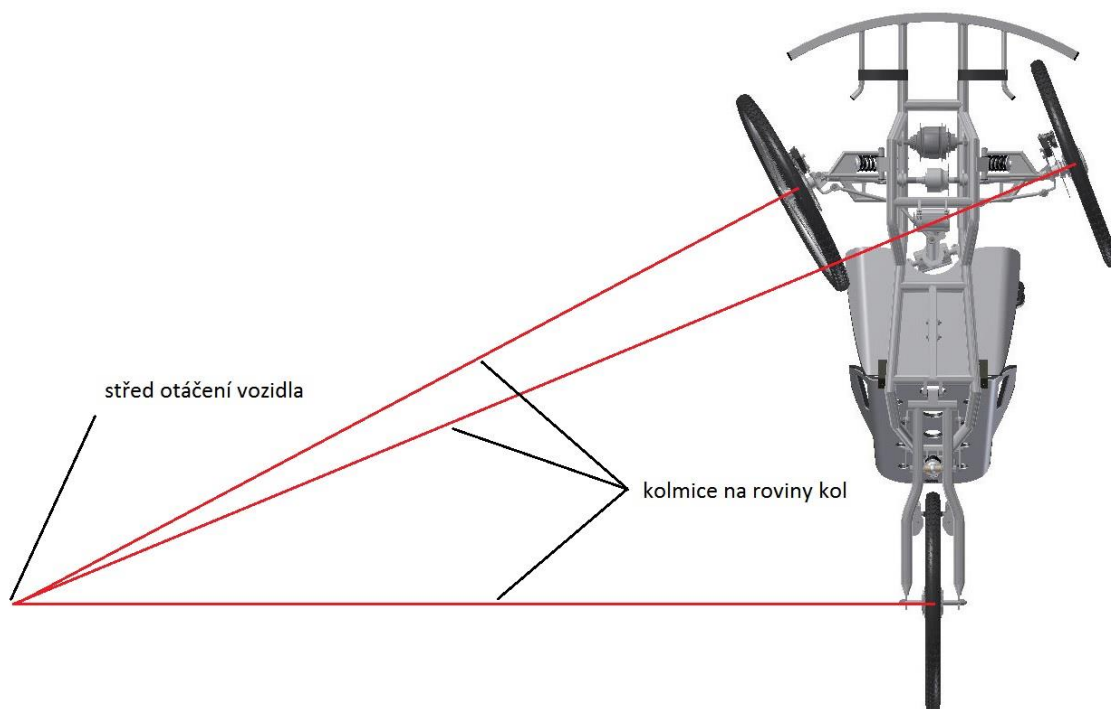
Pro dosažení této geometrie byl využit Ackermanův princip. Ten spočívá ve vytvoření řídicího lichoběžníku mezi rejdovým čepem, řídicími pákami a spojovací tyčí. K vytvoření lichoběžníku poslouží přímka vytvořená mezi rejdovým čepem a bodem dotyku zadního kola. [7]



Obrázek 4-5 - Řídící lichoběžník



Obrázek 4-6 - Vytvoření řídicího lichoběžníku



Obrázek 4-7 - Rotace kolem středu otáčení

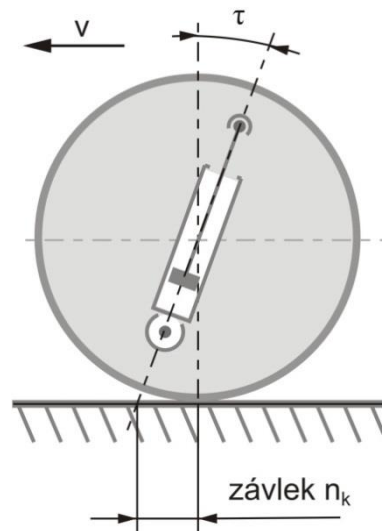
4.3.2 Záklon rejdové osy a závlek

„Záklon rejdové osy τ a závlek je průmět úhlu mezi svislicí kola a rejdovou osou do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou. Kladné hodnoty jsou uvažovány při rejdové ose skloněné vzad, tzv. záklon. Analogicky, je-li osa skloněna vpřed, hovoříme o předklonu.

Závlek je pak vzdálenost mezi středem styku pneumatiky a průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky, promítnutá do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla.

Závlek je kladný, je-li průsečík rejdové osy a roviny vozovky před středem styku pneumatiky s vozovkou. V opačném případě hovoříme o tzv. předvleku.

Záklon rejdového čepu má na řízení stabilizační účinek a navrácí kola do přímé polohy. Příliš velká hodnota záklonu ale způsobuje, spolu se zvýšením stabilizace kol, také zvýšení potřebné síly na volant (do řízení).“ [7]

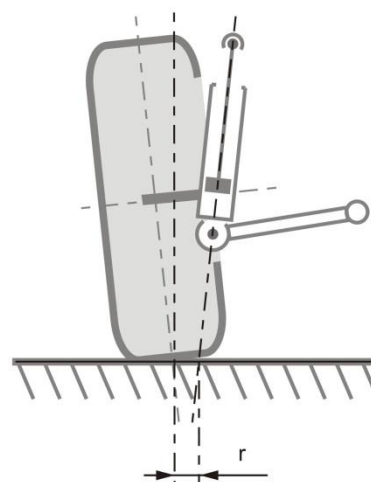


Tabulka 4-2 – Závlek [7]

4.3.3 Poloměr rejdu

„Poloměr rejdu r je vzdálenost od středu styku pneumatiky k průsečíku rejdové osy s rovinou vozovky. Poloměr rejdu je uvažován jako záporný, leží-li vně střední roviny kola.“ [7]

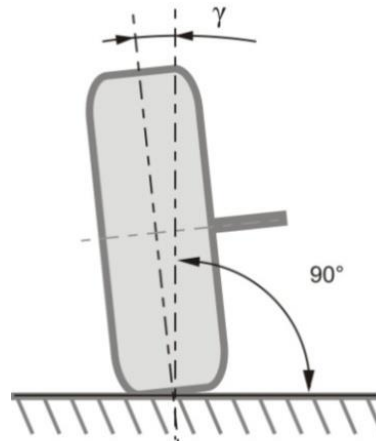
Pokud je poloměr rejdu kladný, jsou do řízení vnášeny silové momenty, které musí řidič vyrovnávat. Pokud je poloměr rejdu záporný, vnáší do řízení stabilizační účinek. [7]



Tabulka 4-3 - Poloměr rejdu [7]

4.3.4 Odklon kola

„Úhel odklonu kola γ je sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla. Naklání-li se kolo vrchem vně vozidla, je uvažován odklon jako kladný, jestliže se naklání dovnitř, odklon je brán jako záporný.“ [7]



„U nezávisle zavěšených kol dochází při propružení ke změnám úhlu odklonu a vlivem gyroskopického účinku tak vzniká klopný moment, který je zachycován v řízení. Mění se odklon kola při propružení tak vnáší namáhání a neklid do řízení. Proto by změna odklonu kola měla být při propružení co nejmenší.“ [7]

4.4 Ovládání řízení

4.4.1 Ovládání s výkyvnými říditky

Tato varianta spočívá v kyvném provedení řídítek, kdy řídítko rotují kolem vodorovné osy, jež je rovnoběžná s podélnou osou vozidla. Při návrhu této varianty byl brán v potaz předpoklad, že ovládání směru jízdy pouhým vykláněním těla bude pro uživatele pohodlné a přirozené. Avšak po konzultaci s koncovými uživateli byla tato varianta shledána jako nevhodná. Důvodem byla skutečnost, že uživatel potřebuje při naklání se pevný bod, o který se může opřít. Většina uživatelů navíc mívá jednu stranu boku silnější než druhou, a výkyvný systém by je tak mohl svádět k nesprávnému držení těla.

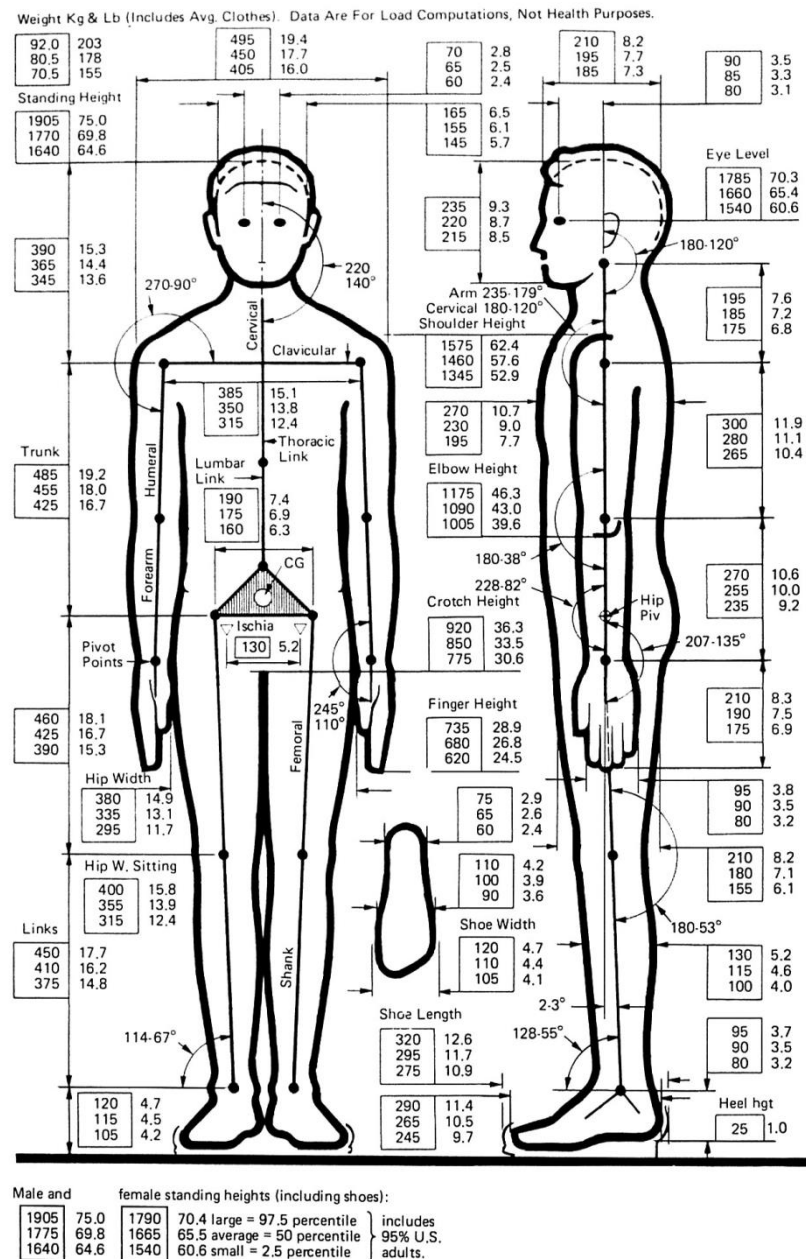
4.4.2 Ovládání řídítky se svislou osou rotace

Jedná se o variantu řízení, kdy ke změně směru dochází na základě otáčení řídítek kolem jejich svislé osy. Jde o stejný princip jaký je používán u klasických jízdních kol. Výhodou je vytvoření pevného bodu, o který se uživatel může opřít. Nevýhodou je pak složitější konstrukce v případě, kdy úhel sloupku řízení bude nastavitelný.

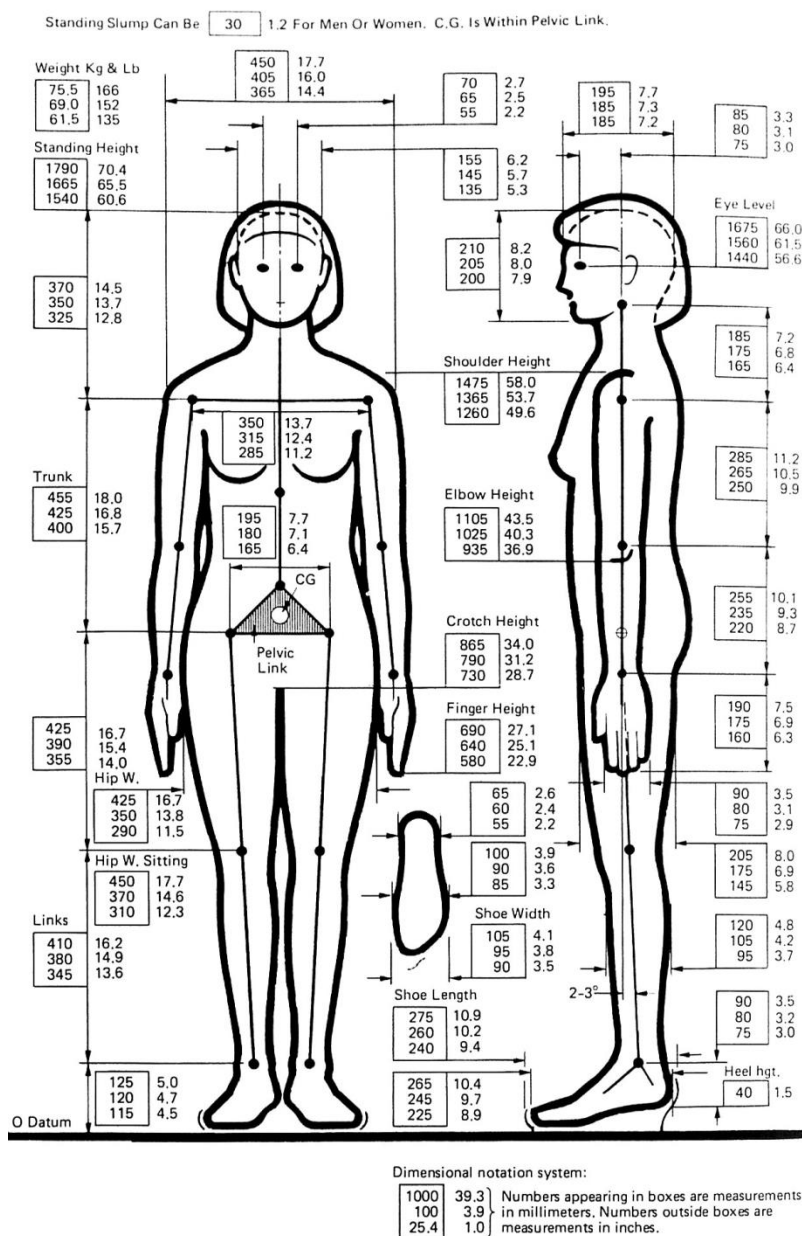
5. Ergonomie

Ergonomie lidského těla je důležitým aspektem při návrhu handbiku, neboť ovlivňuje hned několik parametrů při konstrukci. Jedná se o výšku a umístění řídítek, podpěrek nohou a samozřejmě umístění sedačky.

Pro návrh výchozích parametrů byla vybrána referenční postava odpovídající průměrnému muži. Na obrázku 5-1 průměrného muže představují hodnoty 50% muže. K této referenční postavě pak byly zohledněny extrémy v lidské populaci. V prvním případě to byla 1% žena odpovídající výšce 148 cm a váze 51,5 kg. V druhém 99% muž odpovídající výšce 191 cm a váze 92,5 kg.



Obrázek 5-1 – Průměrné rozměry 2,5%, 50% a 97,5% mužů v USA [8]

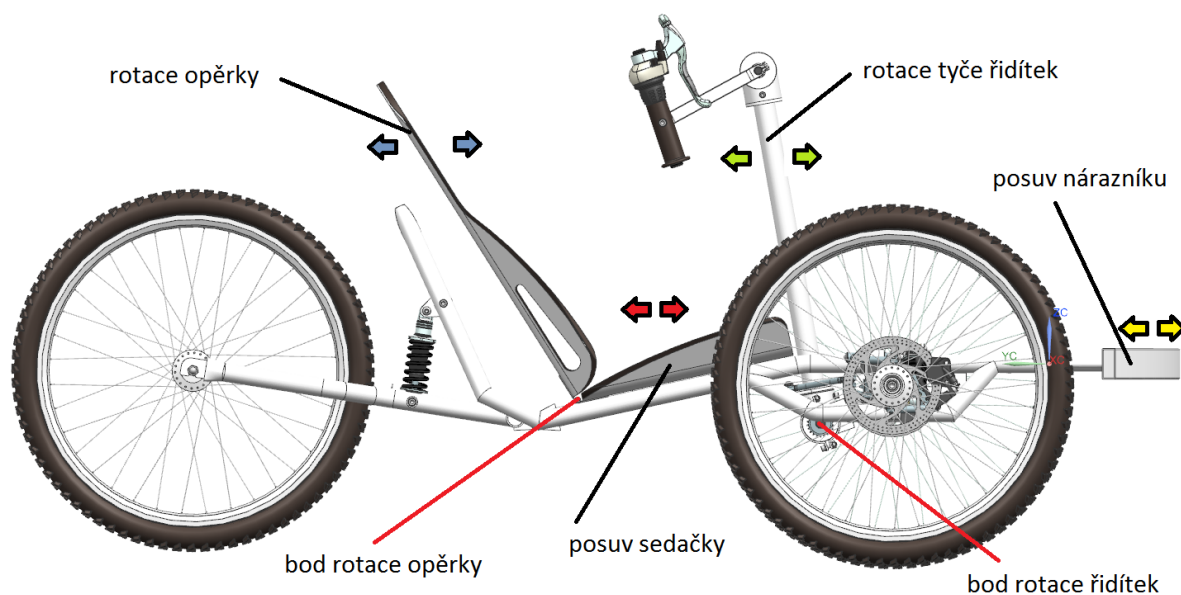


Obrázek 5-2 Průměrné rozměry 2,5%, 50% a 97,5% ženy v USA [8]

Aby mohl být handbike užíván širokým spektrem populace, bylo třeba navrhnout takovou konstrukci, která by se dala přizpůsobit uživateli v nastavení sedačky, řídicích či opěrky nohou.

5.1 Standardně měnitelné parametry

Na následujícím obrázku lze vidět všechny části, se kterými je možno pohybovat v rámci přizpůsobení rozměrů.



Obrázek 5-3 - Ukázka všech částí, se kterými lze v rámci přizpůsobení rozměrů pohybovat

První možností pohybu je pohyb samotného sedáku sedačky (červené šipky). Sedák se může pohybovat v rozmezí 100 mm po rámu. Lze tedy z výchozí polohy sedadlo posunout 50 mm vpřed či vzad. Celý sedák je pak k rámu připevněn pomocí dvou šroubů s imbusovou hlavou.

Pohybovat lze také s nárazníkem (žluté šipky), který obsahuje textilní podpěrky nohou. Ty podpírají nohy pod kotníkem a celé chodidlo se pak opírá o nárazník. Aretace nárazníku je zajištěna dvěma rychloupínáky umístěnými na samotném konci hlavního rámu. Celý nárazník je pak možno z výchozí polohy vysunout o 100 mm.

Další možností pohybu je rotace řídítek kolem jejich bodu otáčení (zelené šipky). Změnou úhlu můžeme dosáhnout přiblížení či oddálení tyče řídítek od sedačky. Samotné připevnění a aretace řídítek je uskutečněna čtyřmi šrouby s imbusovou hlavou. Změna výšky řídicí tyče by byla možná pouze úpravou při výrobě, a to vyměněním za kratší či delší tyč. Toto řešení by však přicházelo v úvahu pouze v extrémních případech malého či velkého vzrůstu člověka.

Posledním možností pohybu je změna úhlu sedáku a opěrky (modré šipky). K zajištění opěrky ve správném úhlu k rámu byly použity dva šrouby s imbusovou hlavou.

5.2 Nestandardně měnitelné parametry

Mezi nestandardně měnitelné parametry patří všechny, k jejichž změně je třeba nahradit celou součást. Jedná se o délku klik, jejich rozteč, uspořádání řídítek, volbu rukojetí, brzdových pák a sedačky. Všechny tyto změny je možné provést velmi snadno, neboť všechny součásti jsou připevněny pomocí šroubů.

5.3 Ergonomie sedačky

Vzhledem k faktu, že pro každého uživatele se vyrábí sedačka na míru, vydal by návrh univerzální sedačky na samostatnou diplomovou práci. Pro simulace a vizualizace byla použita pouze „maketa“, která zohledňuje základní parametry pro návrh sedačky.

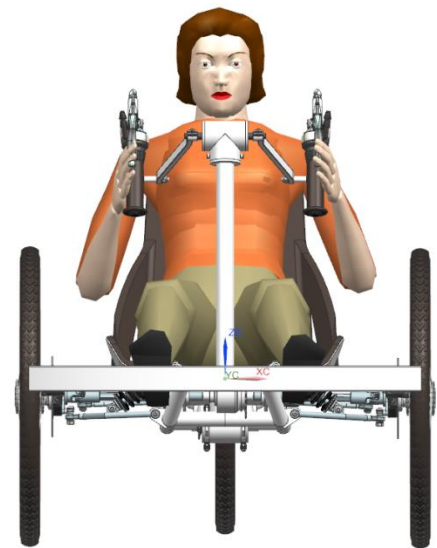
5.4 Vizualizace

Pro ověření správně navržených rozměrů všech částí a jejich možné přizpůsobivosti byly použity modely 99% muže a 1% ženy ze softwaru Siemens NX.

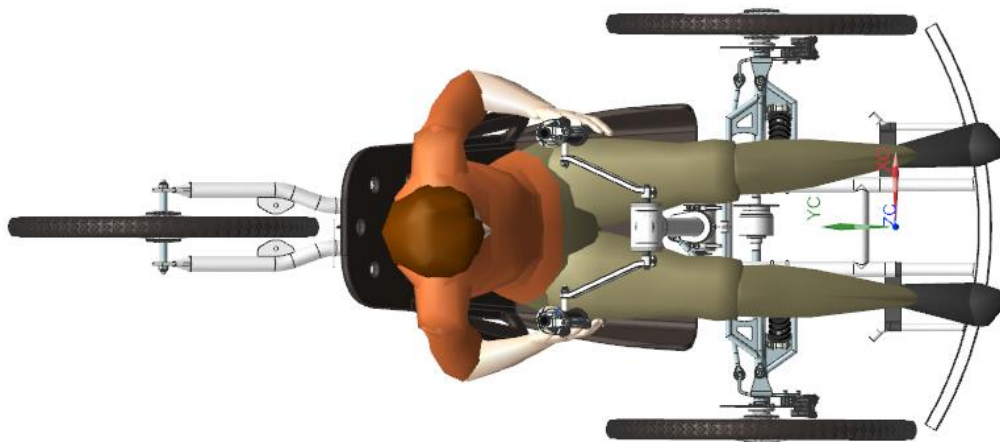
5.4.1 Vizualizace 1% ženy



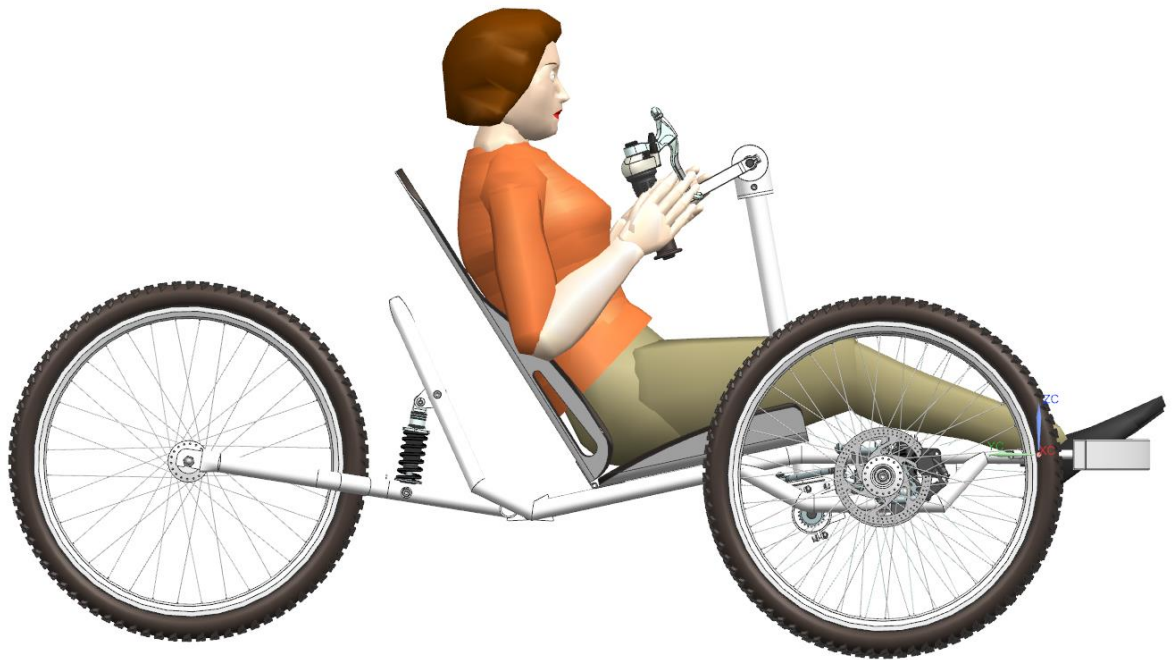
Obrázek 5-4 - 1% žena - celkový pohled



Obrázek 5-5 - 1% žena - pohled zředu



Obrázek 5-6 – 1% žena - pohled shora

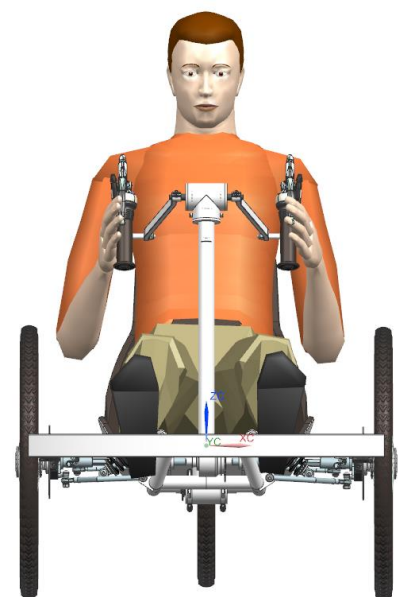


Obrázek 5-7 - 1% žena - pohled ze strany

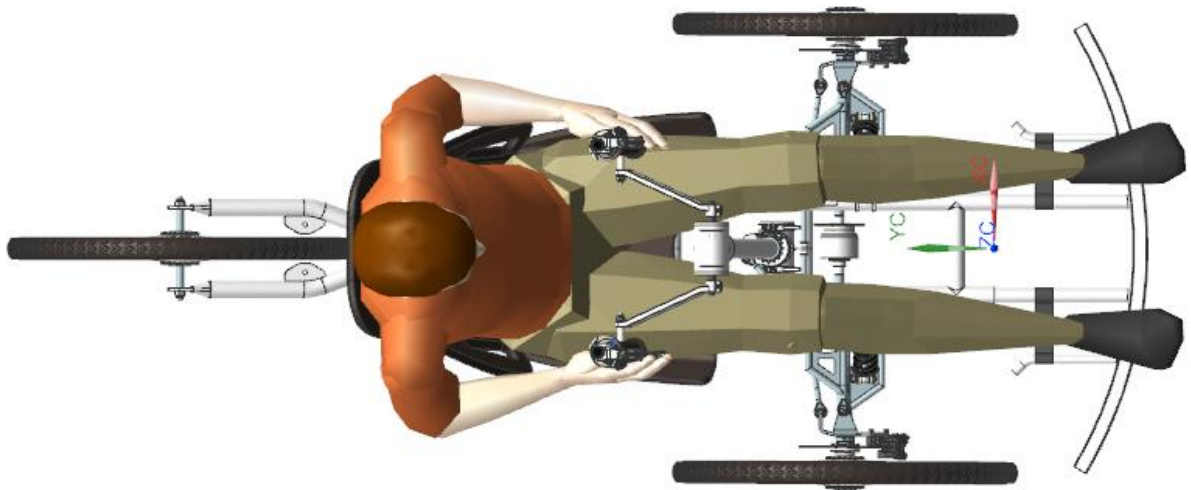
5.4.2 Vizualizace 99% muže



Obrázek 5-8 - 99% muž - celkový pohled



Obrázek 5-9 - 99% muž - pohled zředu



Obrázek 5-10 - 99% muž - pohled shora



Obrázek 5-11 - 99% muž - pohled ze strany

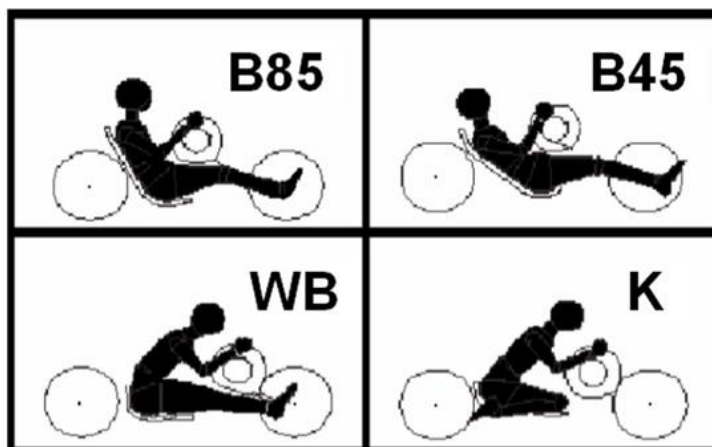
6. Pohon

6.1 Zdroj hnací síly

6.1.1 Ruční pohon

Velikost hnací síly, kterou bude handbike poháněn závisí na několika aspektech. Prvním z nich je velikost hnacího momentu, který vyvozuje uživatel svými rukama. Velikost hnacího momentu závisí na velikosti síly, jež je uživatel schopen vykonat, a na délce klik, které jsou umístěny na řídkách. Délka klik používaných u handbiků se pohybuje v rozmezí 150 - 200 mm.

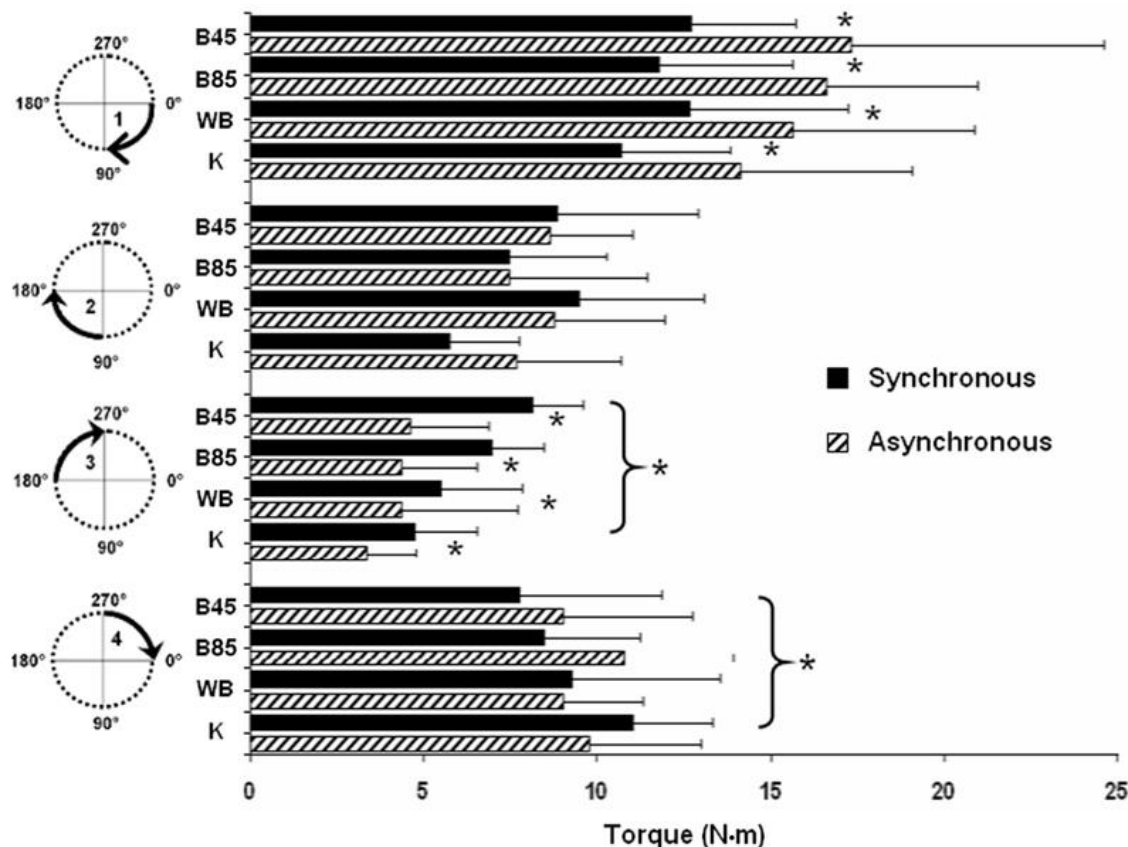
Velikost síly, jež je uživatel schopen vyvinout, je individuální a závisí na fyzické kondici každého jedince. Velikost hnací síly závisí i na typu sezení (viz obr. 6-1) a na uspořádání klik. Kliky mohou být uspořádány asynchronně, tedy podobně, jako kliky u jízdního kola, či synchronně.



Obrázek 6-1 – Hlavní typy sezení při pohánění handbiku [9]

Pro získání přesných hodnot působící síly, kterou je uživatel schopen vyvinout, by bylo potřeba provést měření. Měření koncového uživatele by přineslo i možnost optimalizovat pohon handbiku.

Kvůli rozsahu a možnostem této práce však byla pro stanovení výchozí hodnoty síly využita volně dostupná externí měření, ve kterých se ovšem jednotlivé hodnoty liší.



Obrázek 6-2 - Velikosti hnacích momentů v závislosti na typu sezení, poloze klik a synchronního či asynchronního uspořádání klik [9]

Parameter	B45		B85		WB		K	
	SC	AC	SC	AC	SC	AC	SC	AC
T_C (Nm)	9.4±0.8	10.0±3.4	8.7±2.0	9.9±2.5	9.1±1.6	9.4±1.7	8.0±1.7	8.8±2
FEF2D (%)	89.3±5.4	81.1±7.8	85.1±10.8	80.6±11.4	76.6±12.0	76.9±9.1	72.9±11.4	74.9±1
Peak Forces								
Radial	31.7±12.3	47.3±15.0	42.6±17.2	50.1±24.7	76.8±31.1	58.8±23.4	70.5±17.3	46.5±1
Tangential	97.0±15.2	99.6±29.4	79.1±15.2	103.6±26.3	97.1±15.3	99.2±31.6	91.2±34.2	91.7±2
Total	101.6±16.1	107.9±37.0	88.1±13.3	111.2±24.7	112.6±21.0	109.5±28.0	114.0±26.0	98.2±2

Obrázek 6-3 - Velikost špiček působících sil v závislosti na typu a synchronního či asynchronního uspořádání klik [9]

Level	Handbike		
	1%	2.5%	4%
PO [W]	15.0 (3.2)	35.0 (4.7)	56.6 (7.9)
F_{tot_fa} [N]	12.8 (2.3)	22.8 (3.4)	33.8 (4.5)
F_{tot_trial} [N]	12.8 (2.3)	22.8 (3.4)	33.8 (4.5)
F_{peak} [N]	22.6 (4.5)	40.1 (6.8)	54.9 (6.5)
FEF [%]	58.4 (9.4)	78.5 (5.0)	85.8 (3.7)
M_{trial} [N·m]	6.5 (0.9)	6.9 (0.9)	8.4 (1.8)
M_{peak} [N·m]	11.6 (2.0)	14.6 (2.6)	19.3 (2.9)
tfa [s]	1.16 (0.01)	1.15 (0.01)	1.13 (0.01)
cf [rpm]	51 (0)	52 (0)	53 (0)
HR [bpm]	76 (10)	84 (9)	95 (10)

Obrázek 6-4 - Špičky velikostí sil a momentů dle stoupání [10]

Na základě obrázků 6-3 a 6-4 je vidět, že hodnoty působících sil od uživatelů se značně liší. Na obrázcích 6-2 a 6-4 je možné si povšimnout, že kroutící momenty se pohybují do hodnoty 20 N.m. Ani jeden dokument neudává délku klik používaných při testování. Nakonec bylo rozhodnuto použití varianty sezení B85, která nejlépe vyhovuje požadavku z podkapitoly 2.3 *Sezení*, a použití asynchronního uspořádání klik o velikosti maximální síly uživatele $F_{umax} = 100 \text{ N}$. Velikost otáček při maximální zátěži pak byla dle obr. 6-4 stanovena na $n_{umax} = 50 \text{ ot/min}$.

Při použití maximální délky klik $l_{kl} = 200 \text{ mm}$ vzniká hnací moment uživatele $M_u = 20 \text{ N.m}$.

6.1.2 Elektromotor

Dle vyhlášky č. 341/2014 Sb. Ministerstva dopravy a spojů *O schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích* (viz příloha č. 1), je možné vozidlo na ruční pohon dovybavit pomocným pohonem. V našem případě se budeme zabývat elektromotory, jež jsou vestavěné v náboji kola.

Výše zmíněná vyhláška zmiňuje, že výkon elektromotorů nesmí přesáhnout 1kW a rychlost dosažená pomocí motoru nesmí přesáhnout hranici 25 km/h.

Na trhu je k dostání několik variant vestavěných elektromotorů lišících se výkonem, kroutícím momentem, rozměry, hmotností a napájením. Výkony elektromotorů jsou standardně odstupňované po 250 W. Napájení je pak nejčastěji 24/36/48 V.

Prodejce e-pohon nabízí tyto dvě varianty zadních vestavěných elektromotorů.

typ	motor BLDC 250	motor BLDC 750
kroučící moment [N.m]	12,1	18,2
výkon [W]	250	750
napájení [V]	36	36
hmotnost [kg]	2,6	6,4
cena [Kč]	3 690	4 290

Tabulka 6-1 - Parametry motorů nabízející prodejce e-pohon [11]



Obrázek 6-5 - Vestavěný elektromotor v kole o výkonu 500 - 1000 W v závislosti na velikosti napájení [11]

6.1.3 Akumulátor

Pro napájení elektromotoru je nutné pořídit akumulátor. Akumulátory mohou být olověné či na bázi Li-ion a LiFePO₄. Akumulátory disponují různou kapacitou, přičemž platí přímá úměrnost - čím vyšší kapacita, tím větší rozměry, vyšší váha a cena. Nejběžnějšími akumulátory jsou Li-ion, a to pro jejich dobrou životnost a poměr kapacita/hmotnost.

Celková výdrž akumulátoru bude záviset na zvolené kapacitě, použitém motoru, hmotnosti uživatele a typu terénu. Výdrž akumulátoru lze též zvýšit rekuperací elektrické energie v případě brzdění motorem.

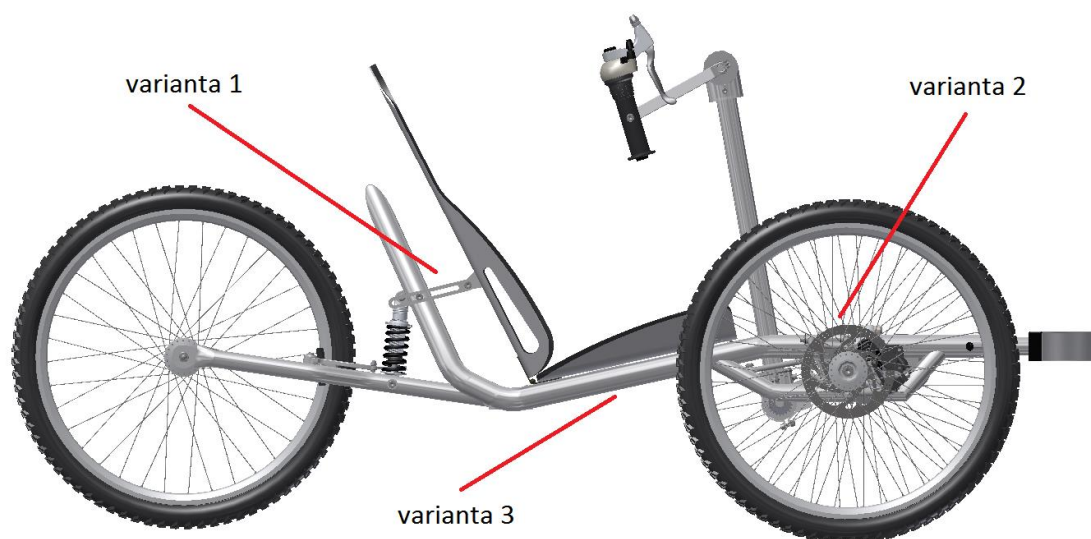
typ	Silverfish	Samsung	beze jména
kapacita [Ah]	11	15,4	23,2
nominální napětí [V]	36	36	36
hmotnost [kg]	3,2	4,5	5,2
rozměry [mm]	388 x 110,5 x 76	350 x 125 x 85	350 x 125 x 85
cena [Kč]	7 900	10 890	16 590

Tabulka 6-2 - Parametry Li-ion akumulátorů nabízející prodejce e-pohon [11]



Obrázek 6-6 - Li-ionový akumulátor Silverfish o kapacitě 11 Ah [11]

Možnosti upevnění akumulátoru k rámu handbiku jsou tři. První možností je upevnění na rám do prostoru za sedačkou. Druhou možností je upevnění akumulátoru do místa nad planetovou převodovkou a diferenciálem. Poslední možností je upevnění akumulátoru na rám pod sedačku. Poslední varianta však není příliš vhodná, neboť by zde mohlo dojít k poškození či namočení akumulátoru při průjezdu náročnějším terénem.



Obrázek 6-7- Vyznačení možných variant uložení akumulátoru

6.2 Změna velikosti hnací síly

Možnost změnit převodový poměr hnacího momentu uživatelem je velmi důležitým aspektem každého terénního vozidla na ruční pohon.

6.2.1 Přehazovačka

Přehazovačka je nejběžnějším způsobem změny převodového poměru. Nejčastěji se skládá ze 3 větších řetězových kol a z kazety 8 až 10 menších řetězových kol. Řetězová kola je možné kdykoliv vyměnit, a tak lze přizpůsobit převodový poměr uživateli na míru.

Mezi výhody patří nízká hmotnost, velký rozsah převodových poměrů, variabilita a nízká cena.

Nevýhodami jsou vyšší náročnost na údržbu, možnost spadnutí řetězu během řazení a neschopnost změnit převodový poměr, pokud je vozidlo v klidu.

6.2.2 Planetová převodovka

Ačkoliv nevýhodou planetové převodovky je vyšší hmotnost i cena oproti přehazovačce, bylo na základě zkušeností uživatelů rozhodnuto o použití planetové převodovky. Rozhodujícím faktorem byla možnost měnit převodový poměr i v případě stojícího vozidla.

Planetové převodovky jsou koncipovány tak, že vstup je zajištěn řetězovým kolem na jedné straně a výstupem je rotace samotného náboje. V tomto případě je třeba zajistit výstup na druhém řetězovém kole, které bude propojeno pomocí řetězu s diferencíálem. Z tohoto důvodu bylo potřeba vybrat takovou převodovku, jež disponuje úchytem na kotoučovou brzdou, kam se může druhé řetězové kolo

přimontovat. Nakonec byla vybrána převodovka výrobce Sturmey Archer, a to z důvodu dobrého poměru cena/rozsah převodů.



Obrázek 6-8 - Planetová převodovka Sturmey Archer [12]

Tato planetová převodovka disponuje osmi převodovými stupni v rozsahu 100 - 325%, jedná se tedy o rozsah převodů 1:1 - 1:3,25. Z důvodů malého hnacího momentu od uživatele bylo na základě konzultací s koncovými uživateli rozhodnuto o doplnění dalšího převodu před vstupem do planetové převodovky, a to v poměru 2:1. Výstup z prvního stupně převodovky tak bude odpovídat dvojnásobnému hnacímu momentu uživatele.

Hmotnost celé převodovky činí 1860 g a její cena začíná na 4 000 Kč.

6.3 Přenos hnací síly

Hnací sílu, jež uživatel generuje na konci klik, je třeba dopravit až k předním kolům. Pro tento účel poslouží několik typů přenosových členů.

Po konzultaci s koncovými uživateli bylo rozhodnuto o uschování přenosového členu, který zajišťuje přenos hnací síly od klik k převodovce, do útrob sloupku řízení. Toto rozhodnutí bylo učiněno z důvodu komfortu uživatele. Klasické řešení, kde je řetěz umístěn na jedné straně sloupku, bývá značně nepraktické, neboť může docházet k zachytávání oděvu či dokonce k dotyku s nohama.

6.3.1 Diferenciál

Kvůli náhonu obou předních kol bylo potřeba vybrat vhodný typ distribuce hnacího momentu. Jako nejlepší řešení bylo zvolení použití diferenciálu. Byl vybrán diferenciál od firmy SAMAGAGA, která se specializuje na příslušenství pro více než jednostopá vozidla na ruční pohon. Diferenciál je vyroben z hliníkové slitiny, má malé rozměry a váží pouze 0,5 kg. Na diferenciál je možné přimontovat řetězové kolo.



Obrázek 6-9 - Diferenciál od firmy SAMAGAGA [13]

6.3.2 Řetěz

Jedná se o nejběžnější člen pro přenos hnací síly od klik ke kolu či kolům handbiku, a to hlavně z důvodu použití přehazovačky. K výhodám patří vysoká účinnost a možnost nastavitelné délky. K nevýhodám lze zařadit vyšší hmotnost, hlučnost a vyšší nároky na údržbu.

V případě tohoto návrhu bude řetěz propojovat planetovou převodovku s diferenciálem. Další možné použití řetězu je propojení planetové převodovky s výstupem hnacího momentu od klik. Z důvodu použití pevných převodů mezi řetězovými koly je potřeba zajistit napínání řetězů.

6.3.3 Řemen

Ozubený řemen je vhodnou alternativou řetězu. Mezi jeho výhody patří téměř nulová hlučnost, nízké nároky na údržbu a velmi nízká hmotnost. Značnou nevýhodou je však nutnost opatřit vstup a výstup řemenic. Z tohoto důvodu a vzhledem k velmi krátkým vzdálenostem mezi hnanými členy bylo od možnosti použití řemenu upuštěno.

6.3.4 Hřídele

Vzhledem k rozhodnutí pohonu předních kol, která jsou navíc nezávisle zavěšená, je třeba použít kloubové hřídele s dvěma klouby a proměnnou délkou. Hřídele byly vybrány opět u firmy SAMAGA, neboť tak bude plně zajištěna jejich kompatibilita s diferenciálem. Kloubová hřídel váží 816 kg.



Obrázek 6-10 - Kloubová výsuvná hřídel firmy SAMAGAGA [13]

Pro přenos hnací síly skrz sloupek řízení se nejlépe hodí dutý hřídel s kombinací kuželových kol a to z důvodu malých rozměrů, vysoké spolehlivosti a téměř nulové údržby.

6.3.5 Náboj předních kol

Jelikož budou přední kola zavěšena na výkyvných vidlicích pouze z jedné strany, je třeba na kloubové hřídele použít jednostranný náboj kola. Tento náboj byl vybrán u firmy SAMAGAGA. Náboj je vyroben z hliníkové slitiny a váží 176 g.



Obrázek 6-11 - Náboj firmy SAMAGAGA [13]

6.3.6 Ozubená kola

Pro přenos hnací síly je použita i dvojice kuželových soukolí, která se nacházejí na obou koncích sloupku řízení. Velikost potřebných rozměrů byla vypočítána v softwaru Autodesk Inventor na základě vstupního hnacího momentu uživatele M_u a maximálních otáček za minutu při tomto zatížení n_{umax} (viz kapitola 6.1.1 *Ruční pohon*).

Návrh Výpočet

Společné

Převodový poměr: 1 ul

Šířka ozubení: 12,5 mm

Úhel profilu: 20,0000 deg

Úhel sklonu: 20,00000000 deg

Modul: 3 mm

Úhel os: 90 deg

Scénář jednotkového posunutí: S vyrovnáním měrných skluzů

Náhled...

Kolo1

Komponenta: Válcová plocha

Počet zubů: 16 ul

Jednotkové posunutí: 0,000 ul

Jednotková změna tloušťky zuby: -0,0260 ul

Kolo2

Komponenta: Válcová plocha

Počet zubů: 16 ul

Jednotkové posunutí: -0,0000 ul

Jednotková změna tloušťky zuby: 0,0260 ul

Kolo 1	
d_{ae}	52,243 mm
d_e	48,000 mm
d_{fe}	42,909 mm
x_z	0,3930 ul
x_p	-0,4253 ul
x_d	-0,5924 ul
s_a	0,7090 ul
Kolo 2	
d_{ae}	52,243 mm
d_e	48,000 mm
d_{fe}	42,909 mm
x_z	0,3930 ul
x_p	-0,4253 ul
x_d	-0,5924 ul

Obrázek 6-12 - Výsledné rozměry navrženého kuželového soukolí

Návrh Výpočet

Metoda pevnostního výpočtu
Merrit (komplexní návrh)

Zatížení

	Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P 0,105 kW	0,103 kW
Otáčky	n 50,00 rpm	50,00 rpm
Krouticí moment	T 20 N m	19,600 N m
Účinnost	η 0,980 ul	

Materiálové hodnoty

Kolo 1 37Cr4

Kolo 2 37Cr4

Dovolené napětí v ohybu σ_{Ab} 245,0 MPa

Dovolené napětí v dotyku σ_{Ac} 88,0 MPa

Požadovaná životnost L_h 10000 hr

Přesnost

21:29:56 Návrh: Kolo 1: Jednotkové posunutí (x) je menší než Jednotková korekce bez zúžení (x_z)
 21:29:56 Návrh: Počty zubů jsou soudělné – dochází k relativně častému záběru stejných zubů
 21:29:56 Návrh: Kolo 2: Jednotkové posunutí (x) je menší než Jednotková korekce bez zúžení (x_z)
 21:29:56 Návrh: Výpočet skončil úspěšně!

Výsledky

F_t 1021,420 N
 F_n 1148,791 N
 v 0,103 mps
 n_{Et} 51744,109 rpm
 γ_c 1,695 ul
 v 1,000 ul

Kolo 1

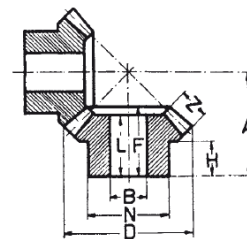
F_{r1} 525,757 N
 F_{r2} 0,000 N
 F_{a1} 0,000 N
 F_{a2} 525,757 N
 S 1,517 ul
 C_b 25,713 MPa
 C_c 41,961 MPa
 γ_b 5,050 ul
 r_b 0,530 ul
 r_c 0,630 ul
 F_{all} 1548,988 N

Kolo 2

F_{r1} 0,000 N
 F_{r2} 525,757 N
 F_{a1} 525,757 N
 F_{a2} 0,000 N
 S 1,304 ul
 C_b 22,109 MPa
 C_c 41,961 MPa
 γ_b 5,873 ul
 r_b 0,530 ul
 r_c 0,630 ul

Obrázek 6-13 - Návrh kuželového soukolí na základě vstupního hnacího momentu a otáček

Na základě výpočtu byla vybrána kuželová soukolí od firmy Matis. Parametry vybraných soukolí jsou uvedena na následujícím obrázku.



Převod 1:1											
Objednací číslo soukolí	Modul	Počet zubů	BH7	N	D	L	F	H	A	Z	Materiál
SV 151616-16 ST	1,5	16	8	19	26,1	15,4	16,9	9,5	24	5,9	34Cr4
SV 201616-16 ST	2,0	16	10	22	34,8	16,4	18,9	9,5	28	8,6	34Cr4
SV 251616-16 ST	2,5	16	13	30	43,5	18,3	21,3	10,0	33	10,1	34Cr4
SV 301616-16 ST	3,0	16	16	35	52,2	22,6	26,1	12,5	40	12,5	34Cr4
SV 351616-16 ST	3,5	16	19	40	60,9	26,6	30,1	15,0	47	13,2	34Cr4
SV 401616-16 ST	4,0	16	22	45	69,7	30,3	35,3	17,5	54	16,4	34Cr4
SV 451616-16 ST	4,5	16	25	50	78,4	34,7	40,2	19,5	61	18,7	34Cr4
SV 501616-16 ST	5,0	16	27	54	87,1	37,6	43,6	21,0	67	19,3	34Cr4
SV 501919-19 ST	5,0	19	30	60	102,1	43,0	49,0	23,5	77	24,4	34Cr4
SV 502222-22 ST	5,0	22	33	66	117,1	46,0	52,0	24,0	85	27,9	34Cr4
SV 502626-26 ST	5,0	26	36	72	137,1	50,0	56,0	25,0	96	32,2	34Cr4
SV 503030-30 ST	5,0	30	40	80	157,1	57,0	63,0	28,0	109	37,8	34Cr4

Obrázek 6-14 - Parametry zvolených kuželových soukolí [14]

7. Bezpečnost

7.1 Brzdění

Brzdy jsou nedílnou součástí každého vozidla. Důležitá je jejich funkčnost, spolehlivost a pohotovost. Vzhledem ke zvolené koncepci je výhodné obě přední brzdy spřáhnout pod jedinou ovládací páčku na řídicích. Zadní brzdou pak navázat na páčku druhou. Vzniknou tak dva na sobě nezávislé brzdící okruhy. Toto řešení zajistí dostatečnou bezpečnost v případě poruchy jednoho okruhu. Mnoho handbiků dosud disponuje pouze jedinou brzdou, což je v rozporu s vyhláškou č. 341/2014 Sb. Ministerstva dopravy a spojů *O schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích* (viz příloha č. 1).

7.1.1 Špalíková brzda

Též nazývána „vé“ brzda z důvodu uspořádání do tvaru písmena V. Jedná se o nejpoužívanější brzdou na některých klasických jízdních kolech. Její výhodou spočívá v nízké pořizovací ceně a v nenáročném údržbě. Nevýhodou je pak nižší účinnost v případě zanesení ráfku nečistotami či způsob připevnění brzdy k rámu, který vyžaduje úchyt na obou stranách kola. Z výše uvedeného důvodu se tato brzda nedá použít na kolech s jednostranným nábojem. V tomto případě se jedná o přední kola. Špalíkovou brzdou tak lze použít pouze na zadním kole vozidla.



Tabulka 7-1 - Klasická špalíková brzda [15]

7.1.2 Kotoučové brzdy

Tento typ brzd je dražší a vyžaduje častější údržbu než brzdy špalíkové. Oproti brzdě špalíkové však nabízí podobnou účinnost při brzdění za jakýchkoliv venkovních podmínek. Další výhodou jsou i dosahované vyšší brzdící síly.

V tomto případě se kotoučové brzdy hodí pro umístění na předních kolech, neboť jejich náboj je přímo upraven pro uchycení brzdových kotoučů. Uživatel má

možnost zvolit si libovolný typ brzd, protože všechny brzdy mají sjednocené uchopovací rozměry k rámu. Jediným limitem je použití brzdných kotoučů o průměru 160 mm.



Tabulka 7-2 - Kotoučová brzda [15]

7.1.3 Bubnová brzda

Bubnová brzda je umístěna uvnitř náboje a mnohdy bývá i součástí planetových převodovek. Její výhodou je vysoká spolehlivost, a to za jakýchkoliv podmínek, neboť náboj brzdy je hermeticky uzavřen před okolím. Za nevýhodu lze označit zástavbový prostor. Brzdu lze tedy použít jen v některých případech.

V tomto případě je možné brzdu použít na zadním kole, a to u varianty handbiku bez pomocného elektromotoru. Použitý typ bubnové brzdy závisí pouze na volbě uživatele.



Tabulka 7-3 - Zadní náboj s bubnovou brzdou od firmy Sturmey Archer [12]

7.1.4 Parkovací brzda

Parkovací brzda je nezbytnou součástí každého handbiku, a to z důvodu zamezení pohybu kvůli nastupování a vystupování uživatele. Tato brzda může být vyřešena přidavným lankem, které je napojeno na brzdu/y a jeho druhý konec je ukončen u páčky, která by byla umístěna na řídicích pákách či jedné straně rámu. Z pohledu uživatelů je však tato páčka zbytečná, neboť by mohla překážet. V praxi uživatelé handbiku řeší parkovací brzdu použitím gumičky či jiného elastického prvku na stlačení brzdové páky na řídicích pákách.

7.2 Osvětlení

Dle již zmíněné vyhlášky č. 341/2014 Sb. Ministerstva dopravy a spojů *O schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích* (viz příloha č. 1), musí být vozidlo pohybující se po veřejné komunikaci dostatečně viditelné.

Vozidlo tak musí disponovat červenou odrazkou na zadní části, bílou odrazkou na přední a oranžovými odrazkami na paprscích kol. V případě snížené viditelnosti musí navíc vozidlo obsahovat červenou svítilnu na zadní části a bílou svítilnu na přední.

8. Odpružení

Odpružení je důležitou součástí jakéhokoli vozidla určeného do terénu, neboť zpříjemňuje jízdu po nerovném terénu, a pomáhá utlumovat dynamická zatížení proudící od kol k rámu vozidla, například při dopadu po skoku. Pro účely tohoto návrhu je vhodné použít stejné tlumiče, jaké se používají u horských kol. Podle možností nastavení tlumení a předeptnutí pružiny existuje několik druhů tlumičů.

Vzhledem k nedostatku místa v předních vidlicích byl nakonec zvolen krátký tlumič s pružinou DV-22 výrobce DNM. U tlumiče je možné regulovat pouze jediný parametr, a tím je předeptnutí pružiny. Ostatní parametry tlumiče jsou uvedeny v následující tabulce.

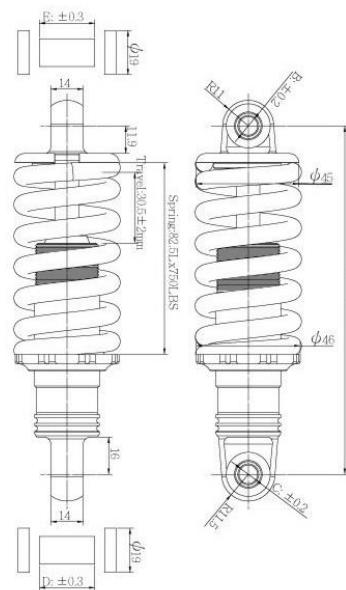
vzdálenost upevňovacích ok	150 mm
max. průměr tlumiče	46 mm
max. stlačení	30 mm
tuhost pružiny	750 LBS/in
hmotnost	190 g

Tabulka 8-1 - Parametry tlumiče DV-22 [16]

Pro zadní odpružení byl vybrán stejný tlumič jako pro přední kola. Působící síla na zadní kolo je totiž stejná jako u předních kol, a tudíž není potřeba použít tlumič s delším dorazem. Tlumič s delším dorazem by měl opodstatnění pouze při měkčím chodu (tlumič s menší tuhostí).



Obrázek 8-1 - Tlumič DV-22 [16]



Obrázek 8-2 - Základní rozměry [16]

Tuhost pružiny je uvedena v librách na palec. Jedna silová libra činí 4,45 N, jeden palec je pak roven 25,4 mm. Výpočtem tedy dostaneme tuhost pružiny k a i maximální sílu F_{max} , kterou musí být pružina stlačena, než dojde k dorazu.

$$k = \frac{F}{s} = \frac{750 \cdot 4,45}{25,4} = 131,4 \frac{N}{mm}$$

$$F_{max} = k \cdot s_{max} = 131,4 \cdot 30 = 3942N$$

9. Výsledné parametry pro návrh konstrukce

parametr	hodnota	veličina
maximální šířka vozidla	800	mm
maximální délka vozidla	1900	mm
rozchod předních kol	750	mm
rozvor kol	1100	mm
maximální výška těžiště uživatele	600	mm
vzdálenost těžiště uživatele od osy předních kol	370	mm
průměr ráfků kol	20	“ (palců)
maximální hmotnost bez přídatného pohonu	20	kg

Tabulka 9-1- Tabulka výsledných parametrů od kterých se bude odvíjet konstrukce

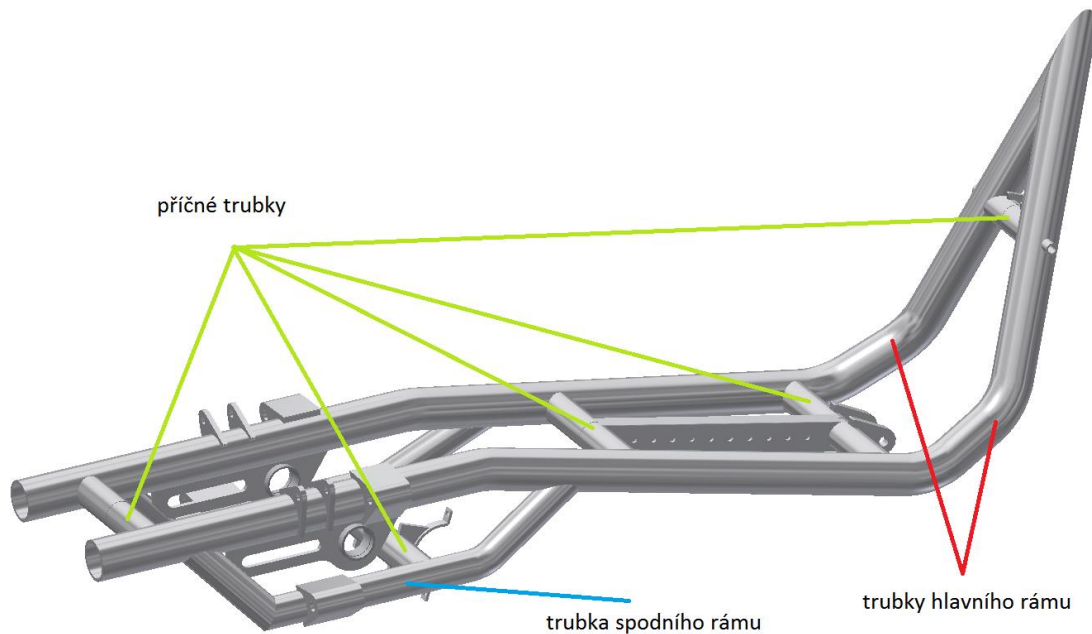
pohon	- pohon se skládá ze soustavy kuželových soukolí, dutého hřídele, plných hřídelů, kloubových hřídelů, diferenciálu, planetové převodovky a řetězových kol s řetězy
pomocný pohon	- vozidlo musí jít osadit vestavěnými kolomotory o různých výkonech
brzdění	- na předních kolech použití kotoučových brzd, na zadním kole použití špalíkové brzdy + brzdění motorem

Tabulka 9-2 - Dodatečné parametry, které má konstrukce splňovat

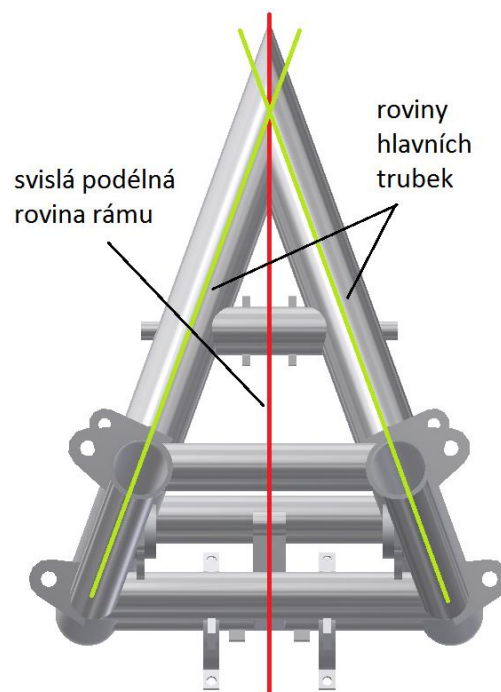
10. Konstrukce

10.1 Konstrukce hlavního rámu

Hlavní rám byl navržen jako svařenec trubek z hliníkové slitiny EN AW 6061. Základ rámu tvoří dvě podélné nosné trubky o rozměrech $\text{Ø } 40 \times 3 \text{ mm}$. Trubky jsou vůči svislé podélné rovině rámu pootočený o 20° . Rám dále tvoří pětice příčných trubek o rozměrech $\text{Ø } 30 \times 2,5 \text{ mm}$ a trubky spodního rámu o stejných rozměrech.

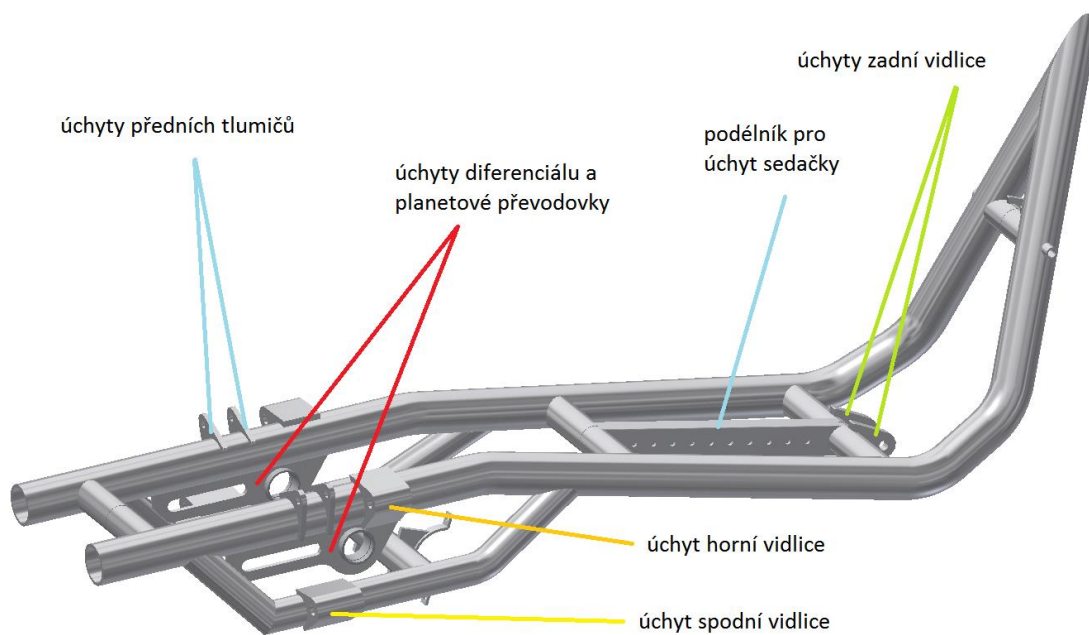


Obrázek 10-1 - Hlavní části hlavního rámu

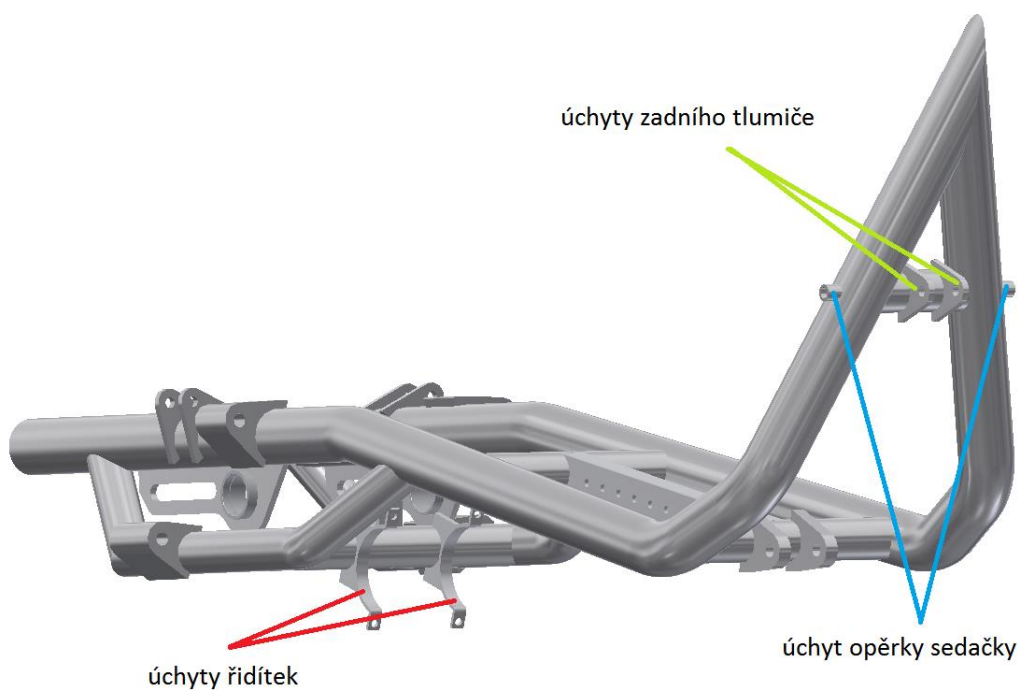


Obrázek 10-2 - Natočení rovin hlavních nosných trubek vůči podélné rovině rámu

Na rám jsou dále přivařeny úchyty tlumičů, diferenciálu, převodovky, řízení, vidlic a sedačky. Podélník pro úchyt sedačky má rozměry 30 x 20 x 2 mm.



Obrázek 10-3 - Vyobrazení umístění úchytů



Obrázek 10-4 - Vyobrazení umístění zbývajících úchytů



Obrázek 10-5 - Úchyt převodovky a diferenciálu



Obrázek 10-6 - Úchyt tlumičů a přední vidlice

Oba dva úchyty na obrázcích 10-5 a 10-6 jsou výpalky z 5 mm plechu. V případě úchytu zadní vidlice se jedná o 10 mm plech. Materiál je stejný jako v případě trubek. Na obrázku 10-5 je možno vidět drážku sloužící pro úchyt planetové převodovky a díru doplněnou o navařenou trubku pro uložení ložiska, jež slouží pro uchycení kloubových hřídelů s diferenciálem.

Úchyty předních vidlic jsou obrobky z kusového materiálu lišící se délkou a upevňovacími rozměry. Úchyt řídicí je svařenec z pásu a kusového materiálu.



Obrázek 10-7 - Úchyt přední dolní vidlice

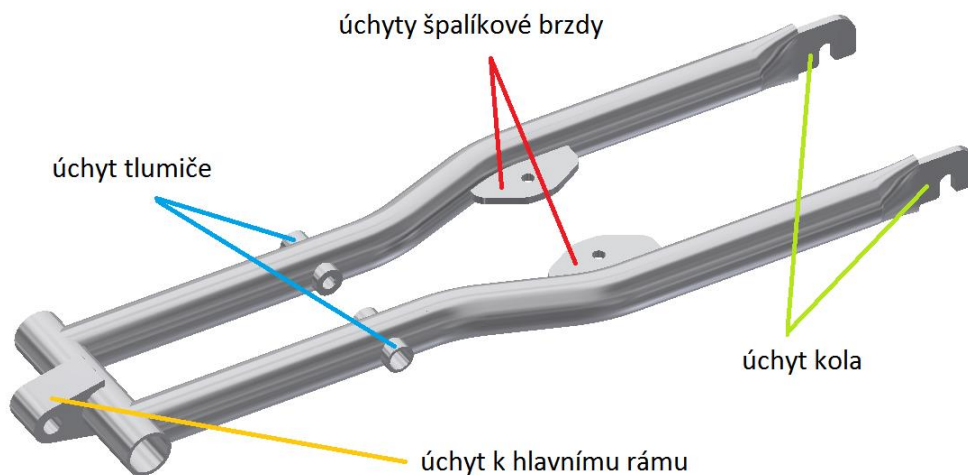


Obrázek 10-8 - Úchyt řídicí

10.2 Konstrukce zadní vidlice

Zadní vidlici tvoří svařenec jedné příčné a dvou podélných trubek z hliníkové slitiny EN AW 6061. Podélné trubky o rozměrech $\text{Ø } 30 \times 3 \text{ mm}$ jsou na svých koncích

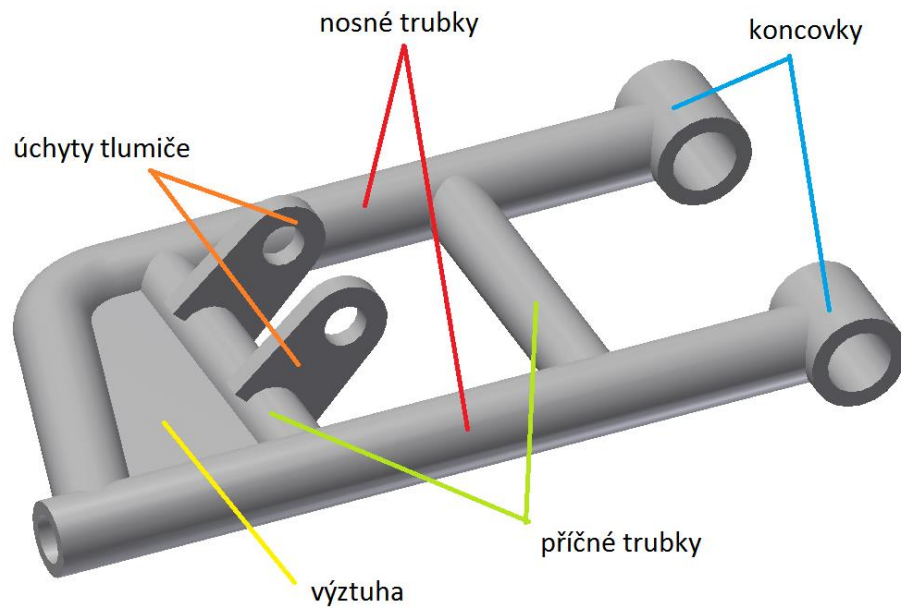
zploštělé pro snadnější připevnění úchytů zadního kola. K příčné trubce je přivařen úchyt pro připevnění vidlice k hlavnímu rámu. Tento úchyt je stejný, jako úchyt přední dolní vidlice. Úchyty kola tvoří výpalky z 5 mm plechu, které jsou vloženy do zploštělých konců trubek a následně přivařeny. Pro připevnění špalíkové brzdy slouží opět výpalky z 5 mm plechu. K uchycení tlumiče byly zvoleny trubky o průměru 18 mm, které jsou vloženy do podélných trubek.



Obrázek 10-9 - Zadní vidlice

10.3 Konstrukce přední dolní vidlice

Jedná se opět o svařenec, v tomto případě však zhotovený z ocele ČSN 11 600. Sestava svařence se skládá ze dvou nosných trubek o rozměrech $\text{Ø } 14 \times 2,5 \text{ mm}$ a dvou příčných trubek o rozměrech $\text{Ø } 12 \times 2 \text{ mm}$. Na přední příčné trubce jsou přivařeny úchyty tlumiče, které jsou vypáleny z plechu o tloušťce 4 mm. Koncovky vidlice jsou vytvořeny z trubek $\text{Ø } 18 \times 3 \text{ mm}$. Celá vidlice je pak na druhém konci opatřena výztuhou z 3 mm plechu.

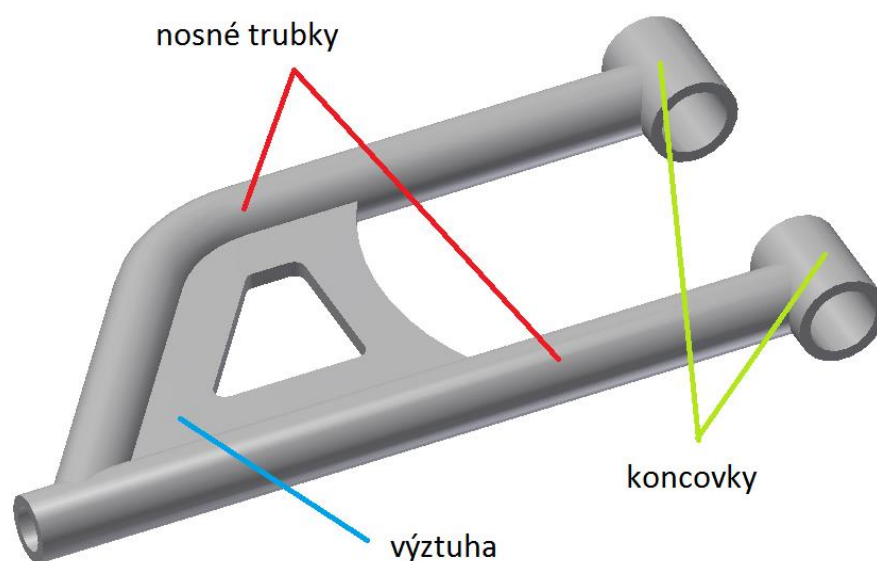


Obrázek 10-10 - Dolní přední vidlice

10.4 Konstrukce přední horní vidlice

Horní vidlice se v mnohém podobá spodní. Liší se jen v rozměrech, neboť na horní vidlici nepůsobí tolik sil. Z tohoto důvodu mohla být horní vidlice navržena z polotovaru o menších rozměrech.

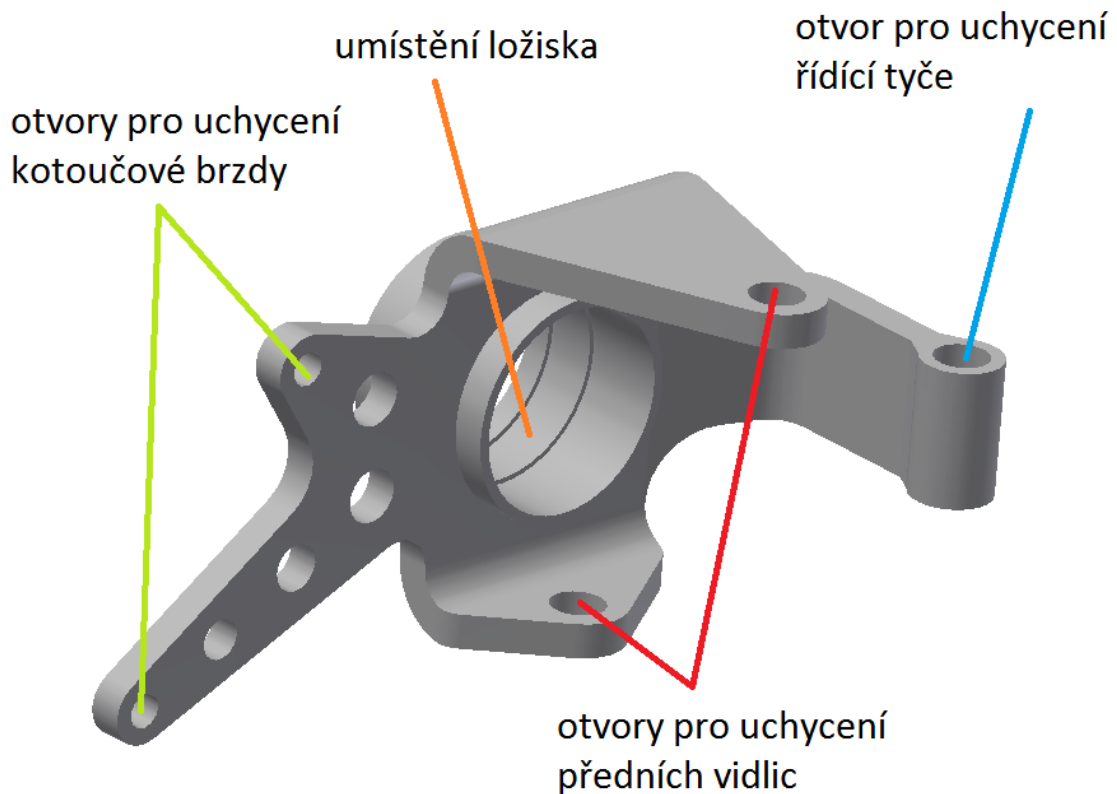
Celý svařenec je zhotovený z ocele ČSN 11 600. Sestava svařence se skládá ze dvou nosných trubek o rozměrech $\text{Ø } 12 \times 2 \text{ mm}$. Koncovky vidlice jsou vytvořeny z trubek $\text{Ø } 16 \times 2 \text{ mm}$. Celá vidlice je pak na druhém konci opatřena výztuhou z 3 mm plechu.



Obrázek 10-11 - Horní přední vidlice

10.5 Konstrukce úchytu předních kol

Jedná se o svařenec, který tvoří trubka a výpalek z 5 mm plechu. Obě části jsou z materiálu ČSN 11 600. Ocelová trubka slouží pro uložení ložiska, která nese hnací kloubový hřídel. Na výpalku jsou pak umístěny otvory pro uchycení kotoučové brzdy, vidlice a řídicí tyče. Kotoučová brzda je uchycena pomocí dvou šroubů. Vidlice a řídicí tyč jsou pak uchyceny pomocí kloubových ok a šroubů.



Obrázek 10-12 - Úchyt předních kol

10.6 Konstrukce nárazníku

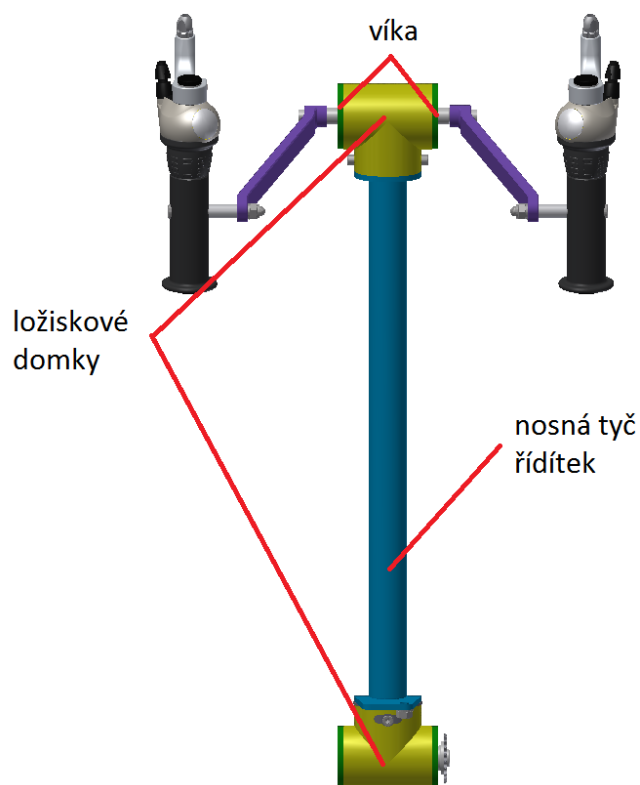
Nárazník je tvořen ohnutým obdélníkovým profilem 50 x 25 x 2 mm z hliníkové slitiny EN AW 6061. K profilu jsou pak přivařeny dvě prostřední trubky sloužící k upevnění nárazníku k hlavnímu rámu o rozměrech $\varnothing 32 \times 2$ mm. Následně jsou přivařeny i dvě krajní trubky o rozměrech $\varnothing 15 \times 2$ mm. Trubky navíc slouží pro uchycení látkových podpěrek nohou.



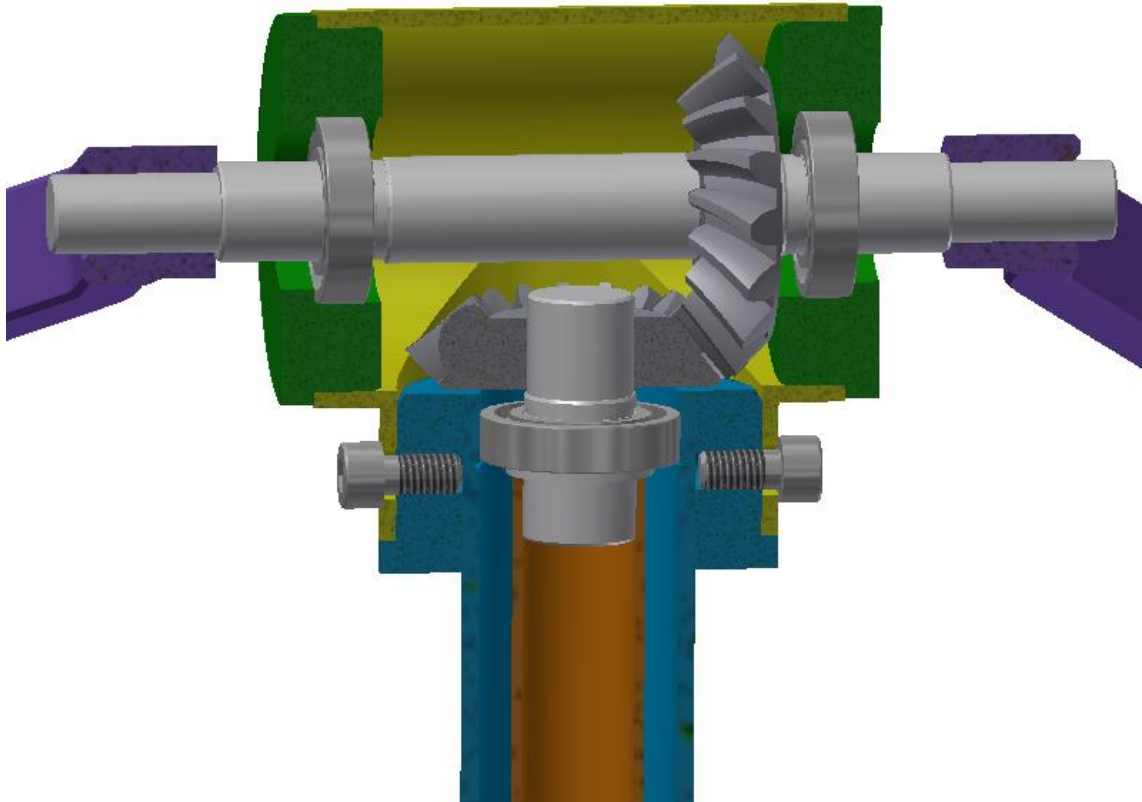
Obrázek 10-13 – Nárazník

10.7 Konstrukce řídítek

Řídítka se sestávají z nosné tyče řídítek (modrá), ložiskových domků (žlutá), vík (ložiskových domků) (zelená) a klik (fialová). Všechny jmenované části jsou vyrobeny z hliníkové slitiny EN AW 6061.



Obrázek 10-14 - Sestava řídítek



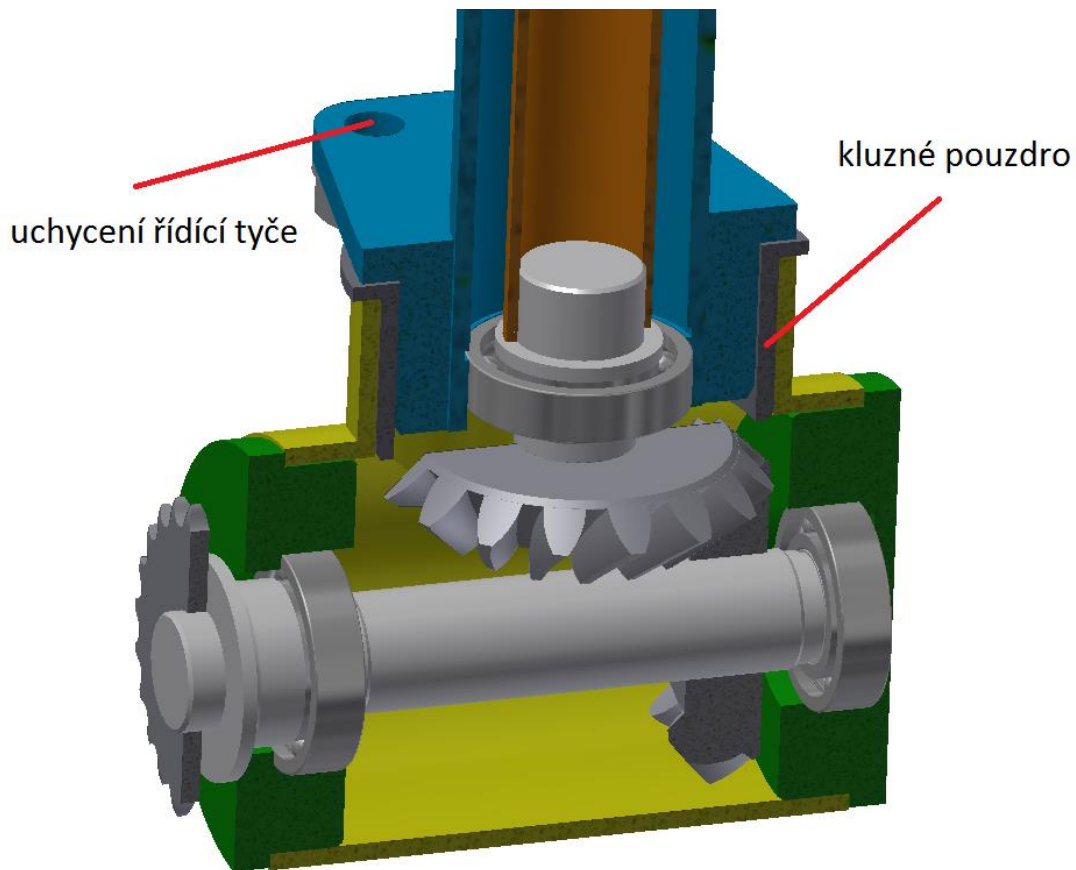
Obrázek 10-15 - Řez horním ložiskovým domkem

Na obrázku 10-15 lze spatřit uspořádání horní části řídicích i s přenosovým systémem. V ložiskovém domku je uložený hřídel na dvou kuličkových ložiscích. Ložiska jsou z vnější strany zajištěna víky se závitem, z vnitřní strany jsou pak na hřídeli zajištěna pojistnými kroužky. Kuželové kolo je na hřídeli přilepeno.

Spodní část se sestává z nosné tyče řízení, ke které je přišroubován ložiskový domek pomocí dvou šroubů. V nosné tyči je umístěn dutý hřídel (oranžová), k němuž jsou z obou stran přilepeny krátké hřídele. Na těchto krátkých hřídelích je umístěné ložisko s kuželovým kolem. Kuželové kolo je na hřídeli přilepeno. Ložisko je v nosné tyči a na krátkém hřídeli zajištěno pomocí vnitřních a vnějších pojistných kroužků.

Při působení hnací síly uživatele na konce klik dochází na hřídeli v ložiskovém domku ke generování hnacího momentu. Hnací moment je pak v poměru 1:1 převáděn přes kuželová kola na dutý hřídel.

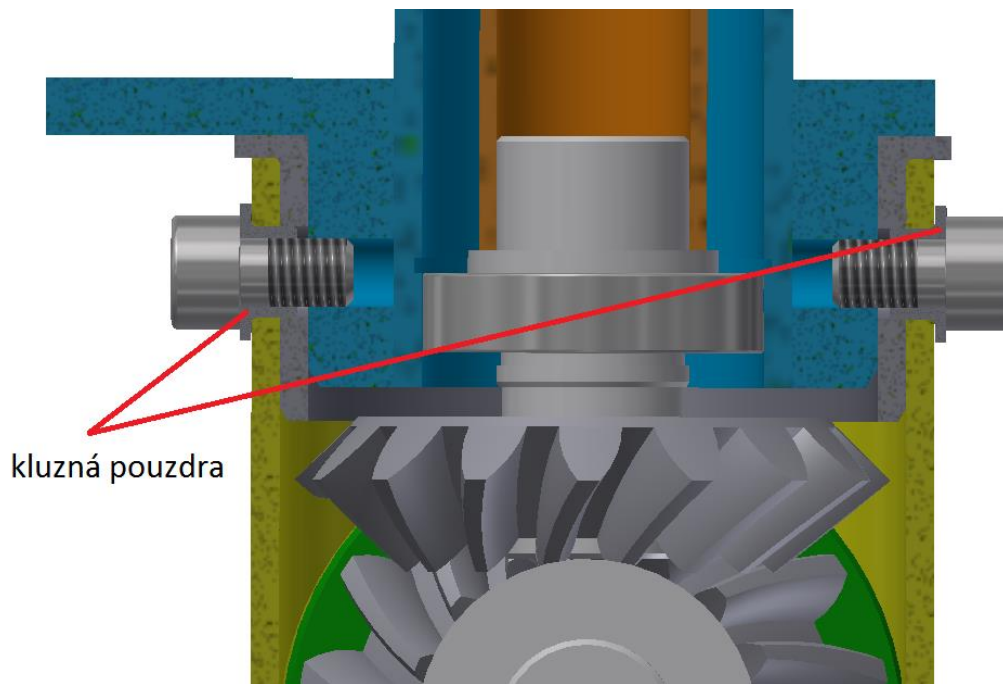
Kličky jsou ke hřídeli připevněny pomocí svěrného spoje pojištěného šroubem. Je tak možná jejich snadná výměna.



Obrázek 10-16 - Řez horním ložiskovým domkem

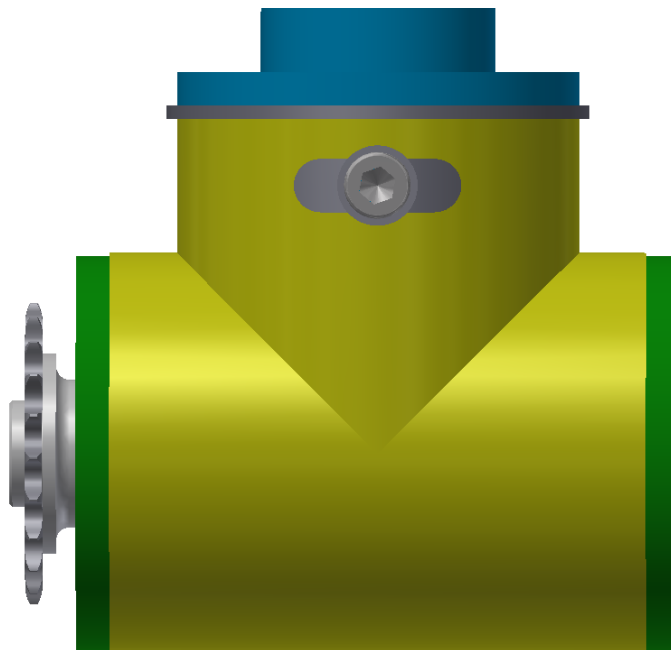
Uspořádání spodního ložiskového domku je velmi podobné hornímu. Odlišností je přítomnost rotační vazby kolem svislé osy nosné tyče. Ložiskový domek je pevně přichycen k rámu a nosná tyč v něm rotuje v závislosti na natočení řídicí tyče. Aby bylo při rotaci minimalizováno tření, je mezi nosnou tyč a ložiskový domek vloženo kluzné pouzdro. Další odlišností je přítomnost otvoru pro uchycení řídicí tyče na spodní části nosné tyče.

Hnací moment působící na dutém hřídeli je stejně jako v případě horního ložiskového domku, převáděn kuželovým soukolím v poměru 1:1 na spodní hřídel. Na spodním hřídeli je umístěno řetězové kolo. Toto řetězové kolo je přímo propojeno s řetězovým kolem, jež je umístěno na vstupu do planetové převodovky. Výsledný převodový poměr mezi těmito koly tak závisí pouze na zvoleném počtu zubů kol. V tomto případě byl v podkapitole 6.2.2 *Planetová převodka* zvolen převodový poměr 2:1.



Obrázek 10-17 - Připevnění nosné tyče k dolnímu ložiskovému domku

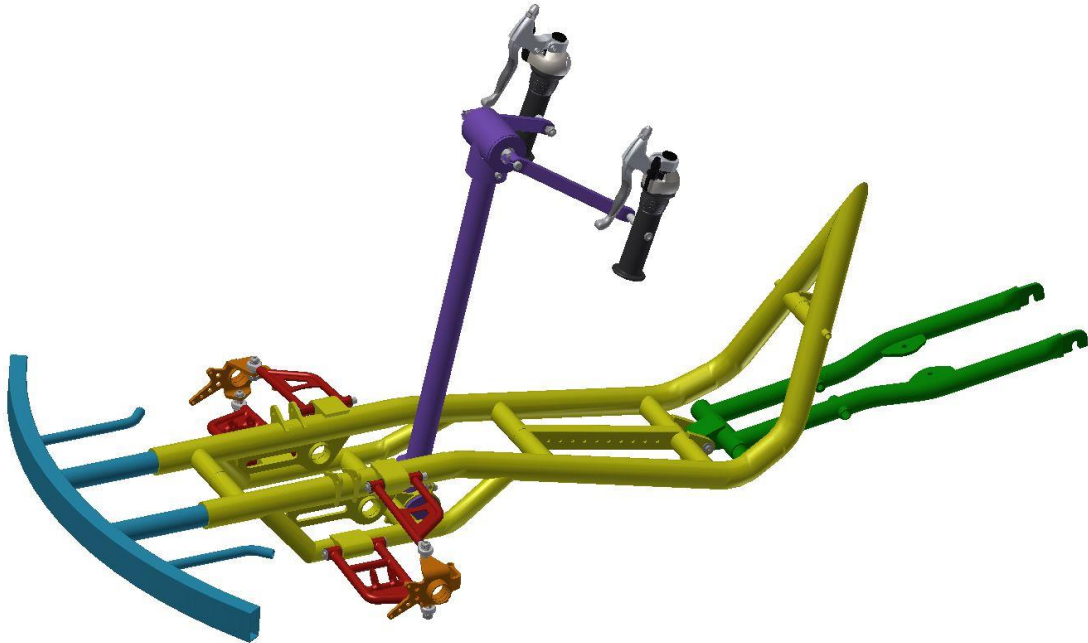
Připevnění nosné tyče k dolnímu ložiskovému domku je vyřešeno pomocí dvou šroubů. Šrouby jsou umístěné v kluzných pouzdrech, a to z důvodu snížení tření při pohybu šroubů v drážce, ke kterému dochází během natáčení řídítek. Drážka je dobře viditelná na obrázku 10-18. Délka drážky ovlivňuje maximální možný úhel natočení řídítek, a tedy i maximální možný úhel natočení kol.



Obrázek 10-18 - Dolní ložiskový dome s viditelnou drážkou

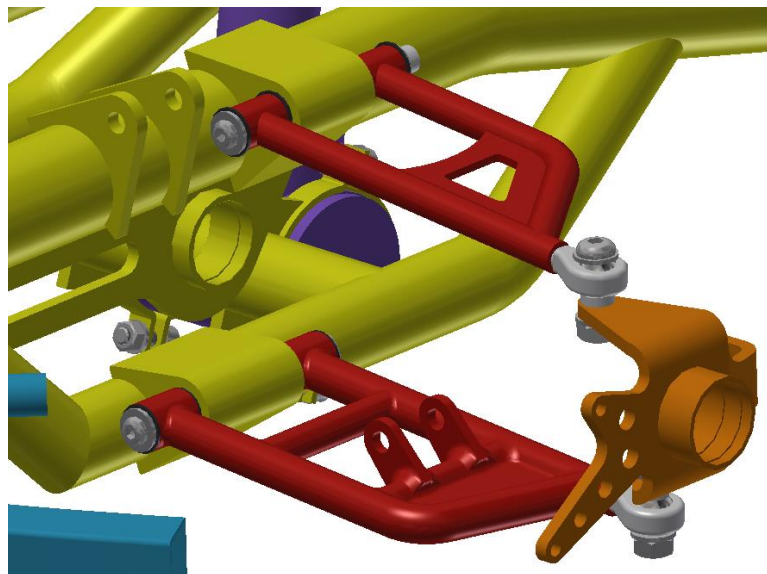
10.8 Sestava

Všechny části rámu zmíněné výše byly na následujícím obrázku sestaveny dohromady. Hlavní rám je vyznačen žlutě, zadní vidlice zeleně, přední vidlice červeně, úchyty kol oranžově, nárazník modře a říditka fialově.

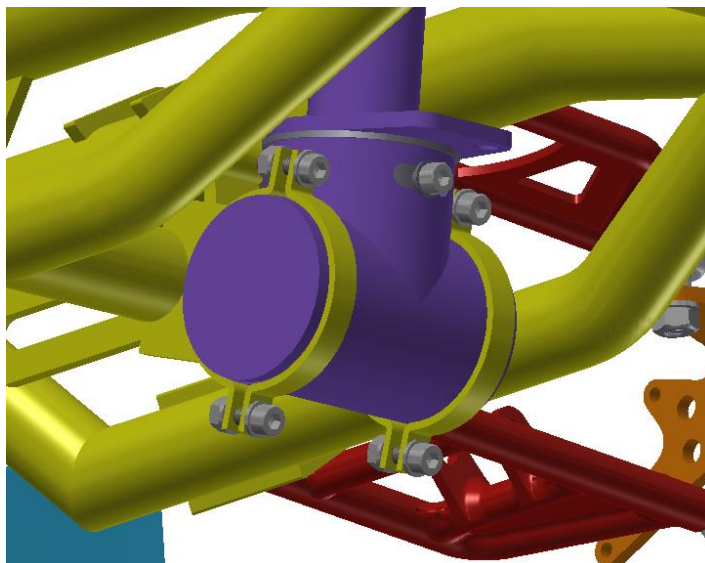


Obrázek 10-19 - Sestava základních částí

Uchytení zadní vidlice i předních vidlic k rámu je řešeno použitím čepu s kluznými pouzdry. Připevnění úchytu kol k předním vidlicím je provedeno prostřednictvím kloubových ok, která jsou přišroubována. Nárazník je k hlavnímu rámu připevněn pomocí svěrných spojů s rychloupínáky. Říditka jsou pak k rámu přichycena rovněž pomocí svěrného spoje. (viz obr. 10-21).

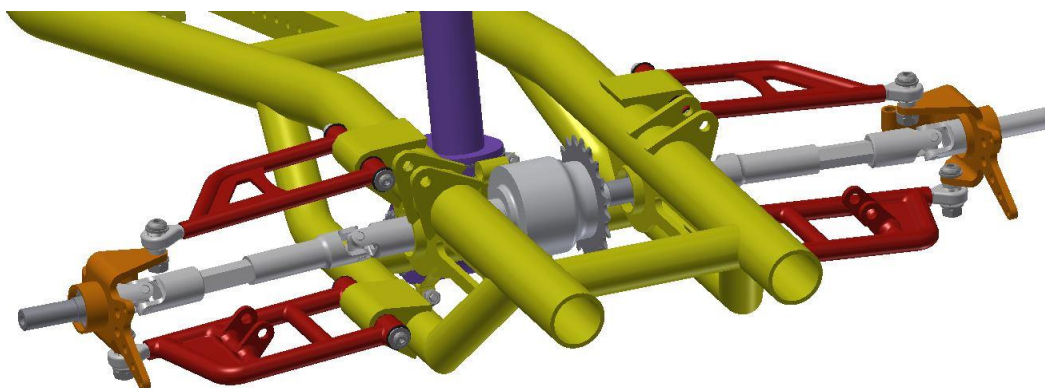


Obrázek 10-20 - Uchytení předních vidlic

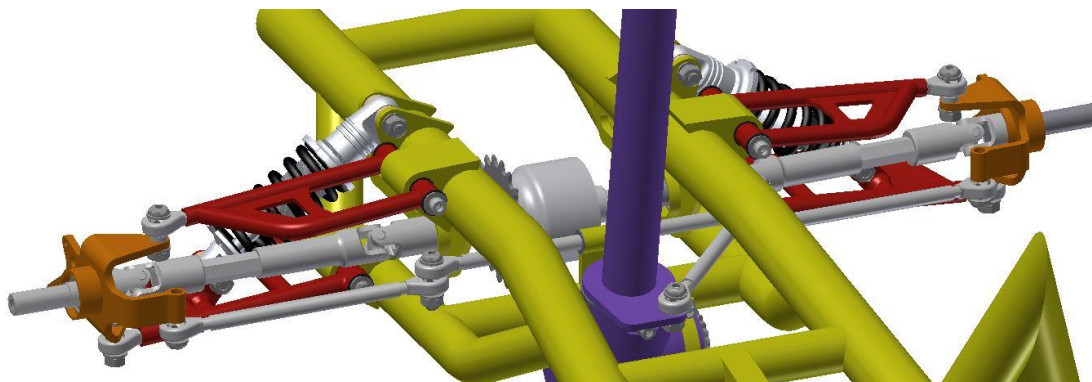


Obrázek 10-21 - Připevnění řídicího knoflíku k hlavnímu rámu

Na obrázku 10-22 byly k sestavě přidány kloubové hřídele s diferenciálem a s kuličkovými ložisky. Na následujícím obrázku 10-23 pak byla celá sestava doplněna o tlumiče a řídicí tyče.

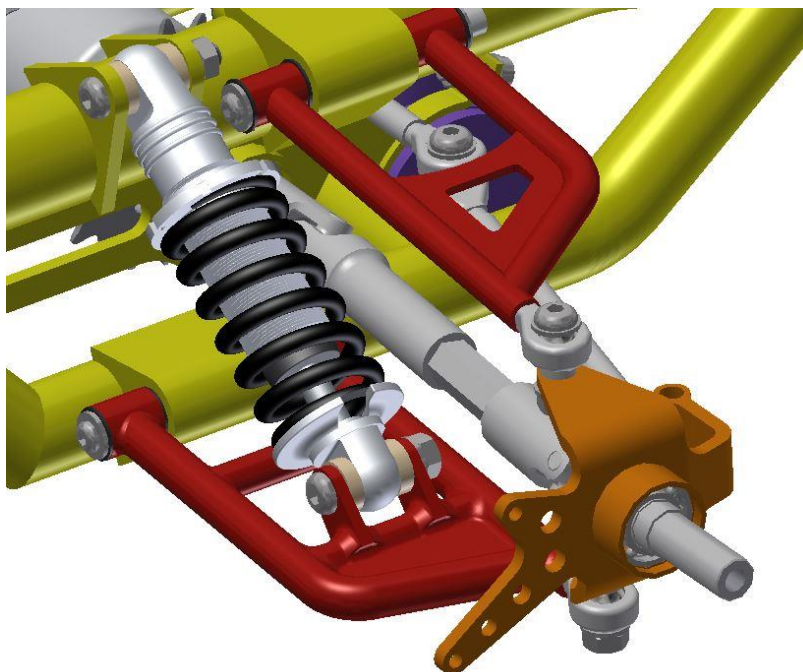


Obrázek 10-22 - Umístění kloubových hřídelů, diferenciálu a ložisek



Obrázek 10-23 - Umístění tlumičů a řídicích tyčí

Na zadní i přední tlumiče jsou připevněny duté čepy. Skrz čepy procházejí šrouby, které celý tlumič přichycují ke konstrukci. Pro správné umístění do konstrukce byly navíc použity vymešovací vložky.

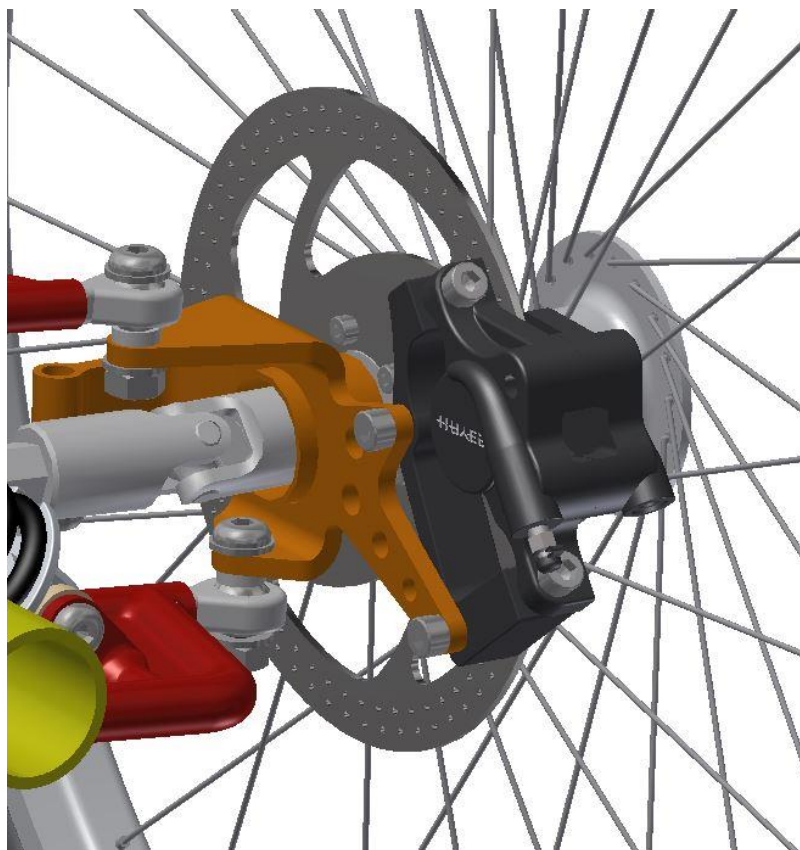


Obrázek 10-24 - Detail uchycení předního tlumiče

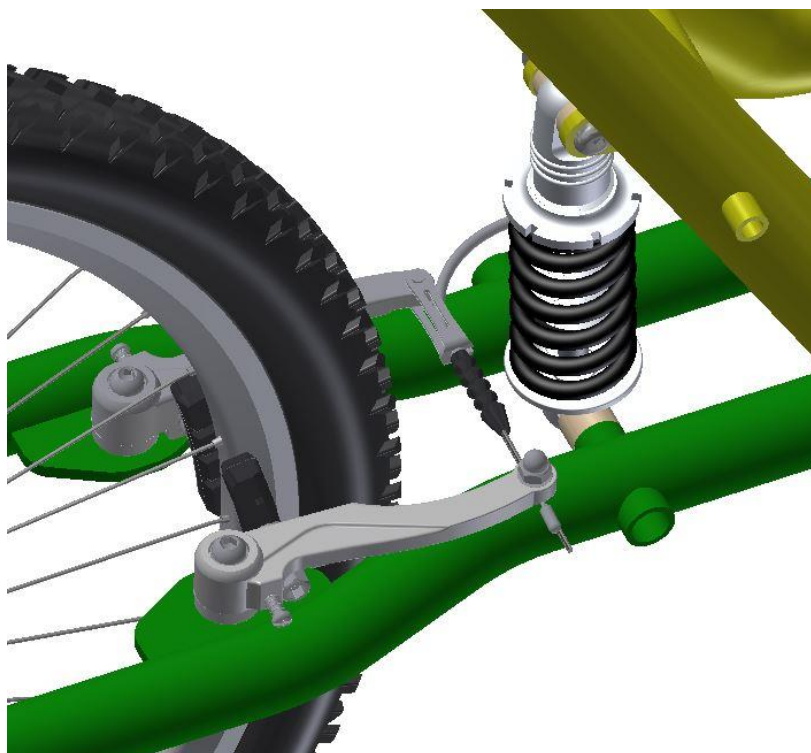
Následně byla přidána přední kola s brzdovými kotouči a brzdami. Dále bylo přidáno zadní kolo se špalíkovou brzdou. Nakonec byla připevněna planetová převodovka. Detaily uchycení brzd jsou na obrázcích 10-26 a 10-27.



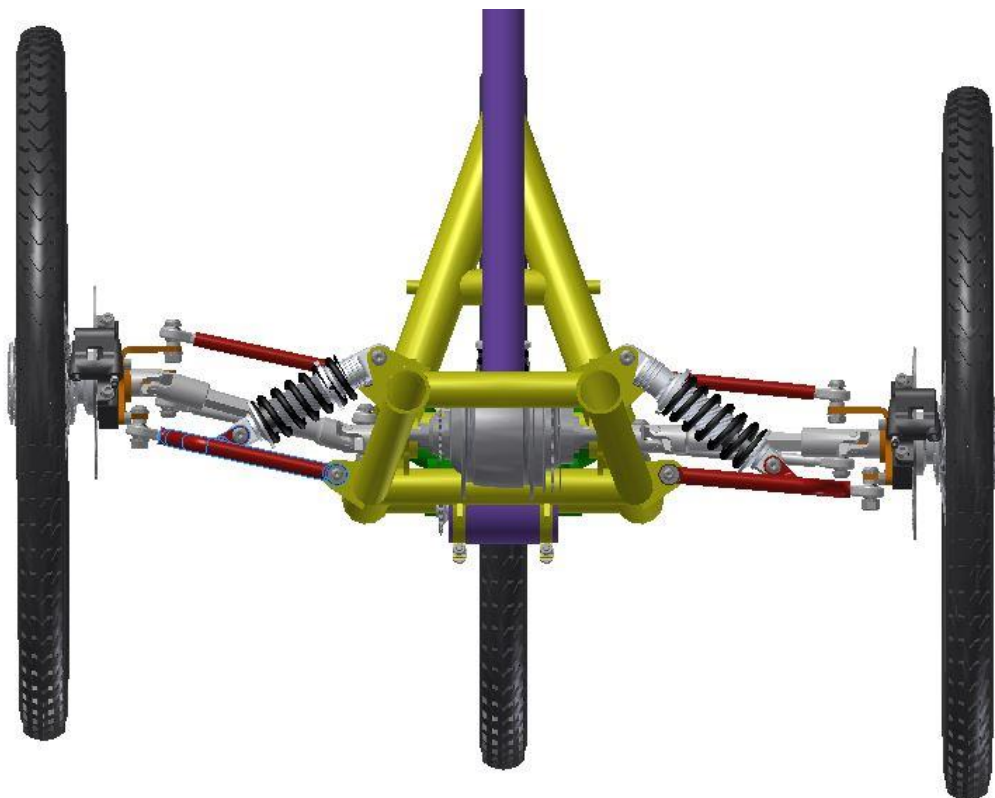
Obrázek 10-25 - Sestava po připevnění kol, brzd a planetové převodovky



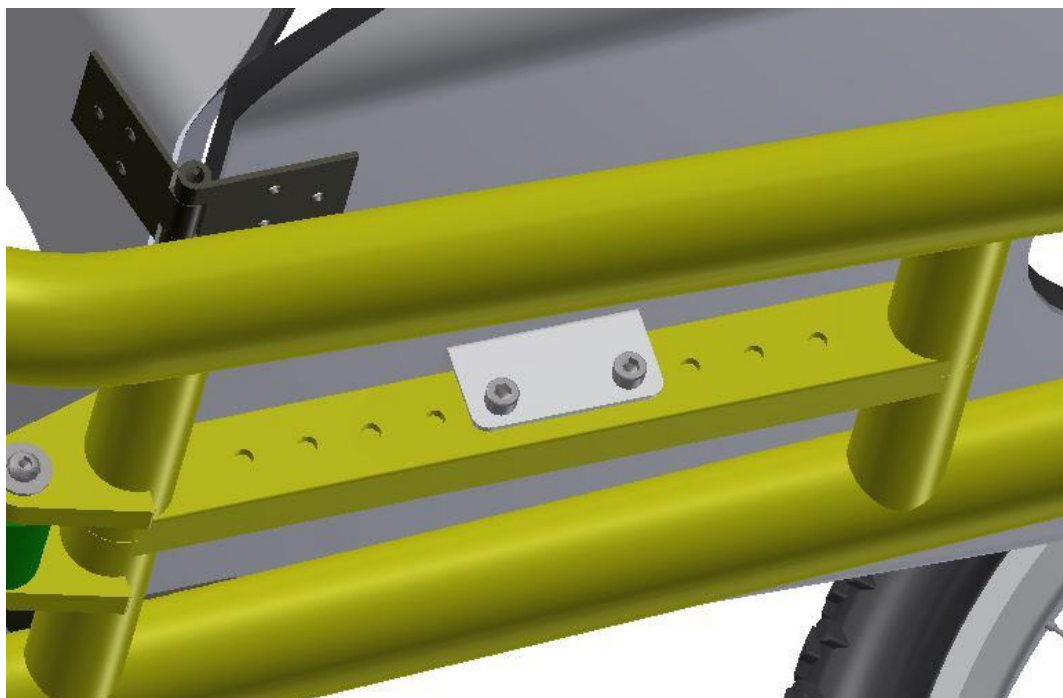
Obrázek 10-26 - Detail uchycení brzdového kotouče a brzdy na předním kole



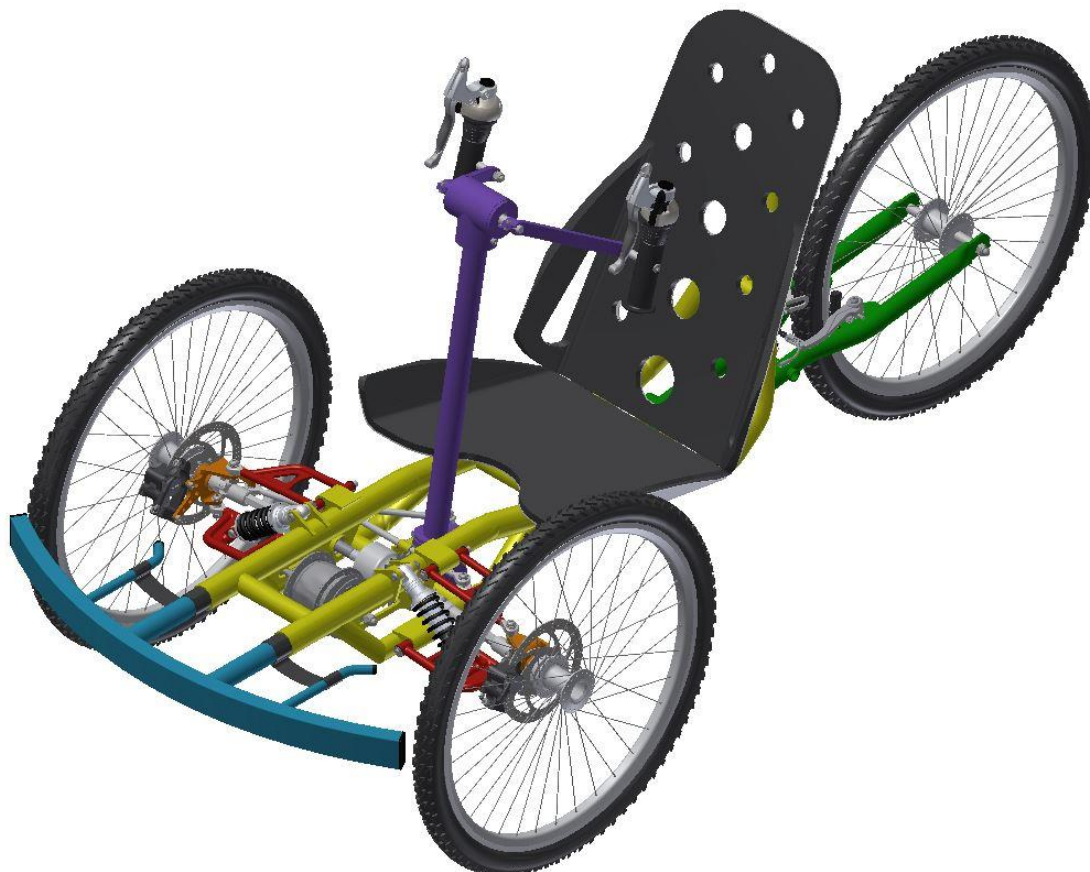
Obrázek 10-27 - Detail uchycení špalíkové brzdy na zadním kole



Obrázek 10-28 – Ukázka pro pružení přední nápravy



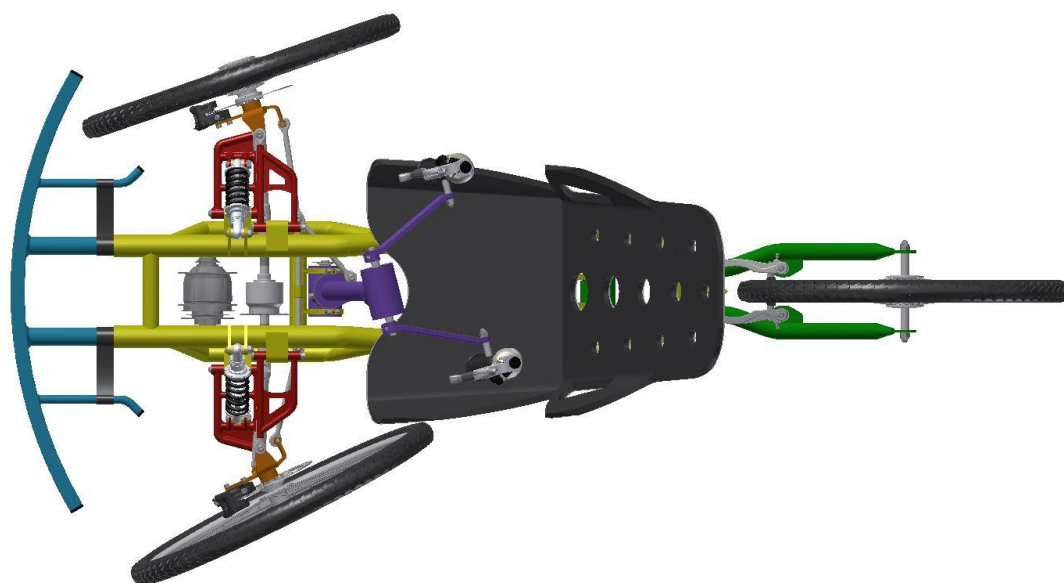
Obrázek 10-29 - Uchycení sedačky k hlavnímu rámu



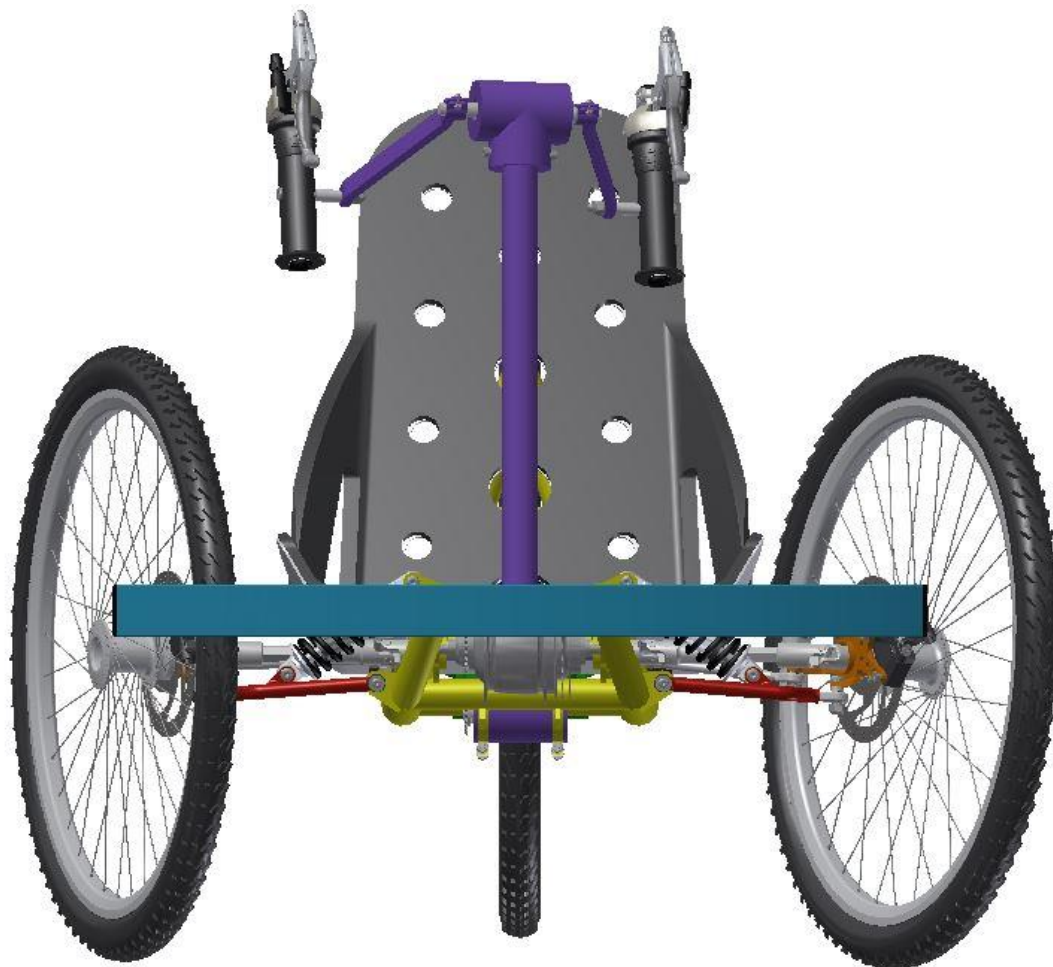
Obrázek 10-30 - Konečná sestava terénního handbiku

Na sestavu byla nakonec přidána sedačka a textilní popruhy pro podepření nohou, jež jsou umístěny na nárazníku.

Následující dva obrázky ukazují natočení kol v závislosti na natočení řídítek.



Obrázek 10-31 - Natočení kol, pohled shora



Obrázek 10-32 - Natočení kol při pohledu zředu

10.9 Výsledné parametry konstrukce

parametr	skutečná hodnota	navrhovaná hodnota	veličina
šířka vozidla (s odmontovanými koly)	825 (778)	800	mm
délka vozidla	1875	1900	mm
rozvor kol	1140	1100	mm
umístění těžiště od osy předních kol	380 ± 50	370	mm
maximální natočení kol	27,5	-	°
minimální poloměr otáčení	2556	-	mm
hmotnost (s přidavným pohonem)	22 (32)	20	kg

Tabulka 10-1 - Výsledné parametry konstrukce

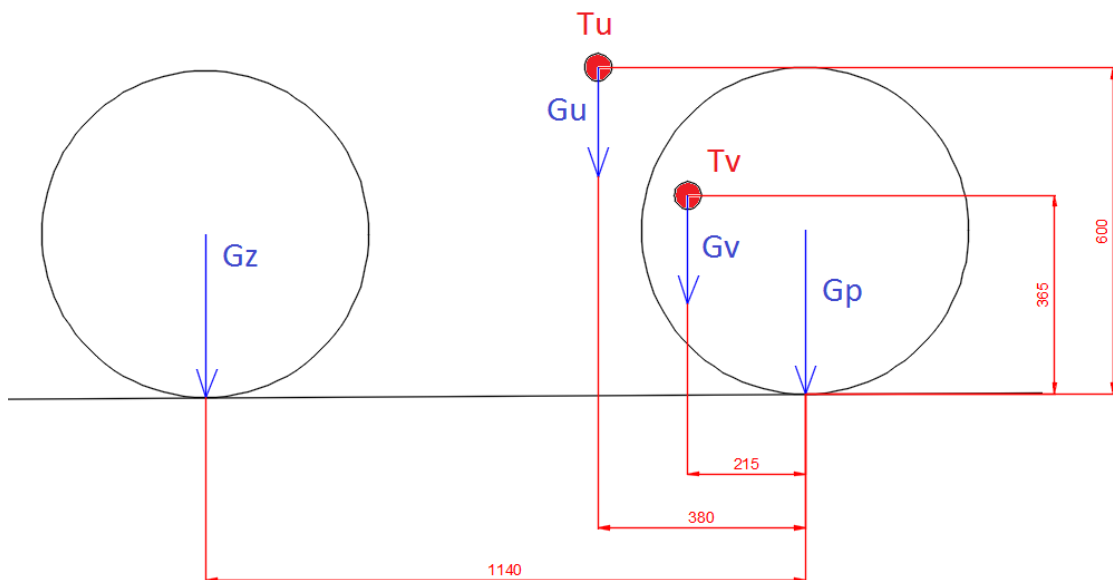
11. Výpočty

11.1 Rozložení tíhových sil na kolech

Rozložení tíhových sil na kolech stanovíme pomocí rovnováhy momentů k jednotlivým kolům (bodům) dle obrázku 11-1. Všechna zatížení počítáme v maximálním stavu, tedy za stavu plného zatížení. Z výsledného 3D modelu pak byly odměřeny konečné hodnoty vzdáleností a výšek, jež jsou uvedeny v tabulce

hmotnost uživatele	$m_u = 100 \text{ kg}$
hmotnost vozidla	$m_v = 30 \text{ kg}$
rozvor kol	$l_k = 1140 \text{ mm}$
výška těžiště uživatele	$h_{Tu} = 600 \text{ mm}$
výška těžiště vozidla	$h_{Tv} = 365 \text{ mm}$
vzdálenost těžiště uživatele od předních kol	$l_{Tu} = 380 \text{ mm}$
vzdálenost těžiště vozidla od předních kol	$l_{Tv} = 215 \text{ mm}$

Tabulka 11-1 - Přehled parametrů pro výpočet



Obrázek 11-1 - Rozložení sil na kolech v závislosti na umístěných těžištích

Pro výpočet síly na předních kolech platí vzorec:

$$G_p = \frac{(m_j \cdot (l_k - l_{Tu}) + m_v \cdot (l_k - l_{Tv})) \cdot g}{l_k}$$

$$G_p = \frac{(100 \cdot (1140 - 380) + 30 \cdot (1140 - 215)) \cdot 9,81}{1140} = 892,796N$$

Tato síla působí na obou předních kolech současně. Pro získání síly pouze na jednom předním kole postačí výsledek podělit dvěma.

$$G_{p/2} = \frac{G_p}{2} = \frac{849,022}{2} = 446,398N$$

Pro výpočet síly na zadním kole platí vzorec:

$$G_z = \frac{(m_j \cdot l_{Tu} + m_v \cdot l_{Tv}) \cdot g}{l_k} = \frac{(100 \cdot 380 + 30 \cdot 215) \cdot g}{1140} = 382,504N$$

Tyto hodnoty platí v případě uložení těžiště jezdce přesně v $1/3 l_k$. Nesmíme však zapomenout, že se se sedačkou dá pohybovat na obě strany o 50 mm. Tímto krokem se posune i těžiště uživatele. Proto pro následující výpočty budeme brát v potaz těžiště vždy v nepříznivější poloze z hlediska výpočtu.

11.2 Výpočet prokluzu

Pro stanovení prokluzu platí podmínka, že hnací síla na kole musí být menší než třecí síla od přítláčné síly. Platí tedy že:

$$F_H < F_T = G_{Hk} \cdot f = G_{Hk} \cdot \cos \alpha \cdot f$$

F_H [N]	hnací síla na hnaném kole
G_{Hk} [N]	přítláčná síla na hnaném kole
f [1]	součinitel smykového tření závislý na typu terénu
α [°]	úhel stoupání

Rovnice kontroly prokluzu pro přední kola bude mít tvar:

$$F_{Hp} < G_p \cdot \cos \alpha \cdot f$$

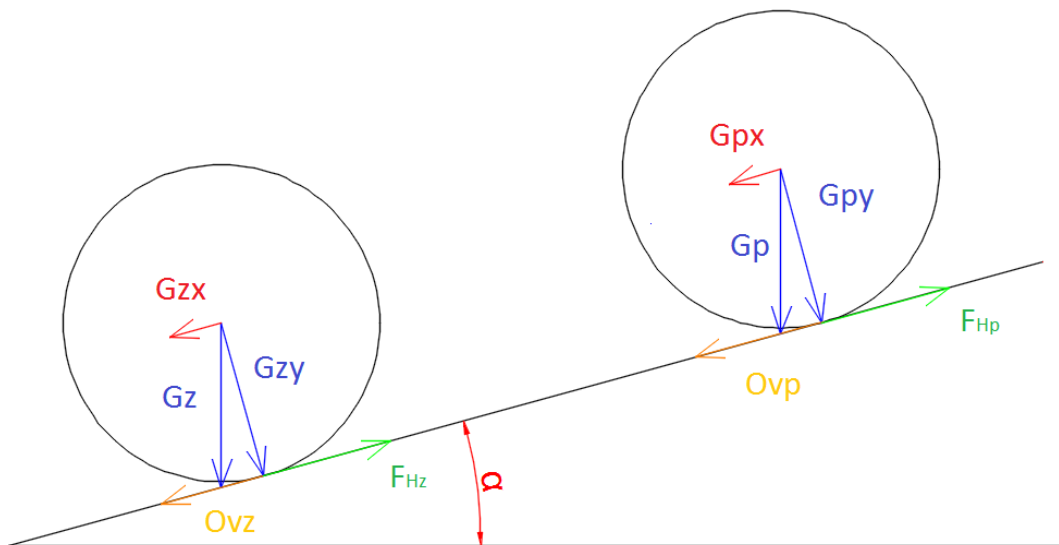
Obdobně pro zadní kolo kola bude mít tvar:

$$F_{Hz} < G_z \cdot \cos \alpha \cdot f$$

Z rovnice lze vyvodit, že prokluz bude záviset na hmotnosti uživatele, typu terénu a úhlu stoupání. Následující kapitola se zabývá maximálním úhlem stoupání, kde je kontrola prokluzem již zahrnuta. Z tohoto důvodu se jím tato kapitola nebude nadále zabývat.

11.3 Určení maximálního stoupání

Maximální stoupání, které je jezdec schopen vyjet závisí na několika parametrech. Jedná se o hmotnost uživatele, hmotnost vozidla, typ terénu a maximální hnací sílu, kterou je jezdec s případným pomocným elektropohonem schopen vyvodit.



Obrázek 11-2 - Rozložení sil při jízdě do stoupání

Z předešlého obrázku lze vyvodit jednoduchou podmínku pohybu při stoupání. Platí přitom, že hnací síla vozidla F_{Hv} musí být větší než součet valivých odporů a tíhových sil v daném směru. Platí tedy vzorec:

$$F_{Hv} > G_{px} + O_{vp} + G_{zx} + O_{vz}$$

$$(F_{Hp} + F_{Hz}) \cdot f > G_p \cdot \sin \alpha + G_p \cdot \cos \alpha \cdot f_k + G_z \cdot \sin \alpha + G_z \cdot \cos \alpha \cdot f_k$$

$$(F_{Hp} + F_{Hz}) \cdot f > (G_p + G_z) \cdot (\sin \alpha + \cos \alpha \cdot f_k)$$

α [°] maximální úhel stoupání

F_H [N] hnací síla na kolech

G_p, G_z [N] přitlačné síly na kola závislé na hmotnosti jezdce

f_k [1] součinitel valivého odporu závislý na typu terénu

f [1] součinitel smykového tření závislý na typu terénu

Vzhledem k faktu, že hmotnost uživatelů je různá, budou různé i normálové síly působící na kolech. Z tohoto důvodu byly vytvořeny tabulky pro tři různé varianty hmotností uživatelů (50, 75 a 100 kg). Dále je v tabulkách zahrnut převodový poměr mezi hnacím momentem uživatele a planetovou převodovkou. Převodový poměr nabývá hodnot 2:1 a 3:1, tedy převodů do pomala. Dalším parametrem je typ pohonu vozidla. Vozidlo může být poháněno buď samotnou hnací silou uživatele, nebo i hnací silou pomocného motoru. Pomocný motor je uvažován ve dvou výkonových variantách a to 250 W a 750 W. Jedná se tedy o stejné motory, jaké byly popsány v podkapitole 6.1.2 *Elektromotor*. Posledním parametrem je typ terénu. Typ terénu ovlivňuje valivý odpor a třecí síly.

Pro výpočet byly dále uvažovány tyto hodnoty:

max. hnací moment od uživatele	$M_{hu} = 20 \text{ N.m}$
průměr kol s pneumatikou	$d_{kc} = 600 \text{ mm}$
součinitel valivého odporu pro asfaltovou cestu	$f_{ka} = 0,02$
součinitel valivého odporu pro mokrou polní cestu	$f_{kp} = 0,15$
součinitel smykového tření pro asfaltovou cestu	$f_a = 0,6$
součinitel smykového tření pro mokrou polní cestu	$f_a = 0,3$

Tabulka 11-2 - Parametry pro výpočet prokluzu

hmotnost uživatele [kg]	převod [1]	výkon motoru [W]	max. stoupání závislé na typu terénu [%]	
			asfalt	mokrá polní cesta
50	2:1	0	17,365	4,362
50	2:1	250	20,108	7,15
50	2:1	750	22,665	9,758
50	3:1	0	27,06	prokluz
50	3:1	250	28,652	prokluz
50	3:1	750	31,233	prokluz

Tabulka 11-3 - Hodnoty max. stoupání v procentech pro 50 kg uživatele

hmotnost jezdce [kg]	převod [1]	výkon motoru [W]	max. stoupání závislé na typu terénu [%]	
			asfalt	mokrý polní cesta
75	2:1	0	12,187	prokluz
75	2:1	250	14,781	1,832
75	2:1	500	16,849	3,664
75	3:1	0	19,423	6,453
75	3:1	250	21,303	8,281
75	3:1	750	23,345	10,366

Tabulka 11-4 - Hodnoty max. stoupání v procentech pro 75 kg uživatele

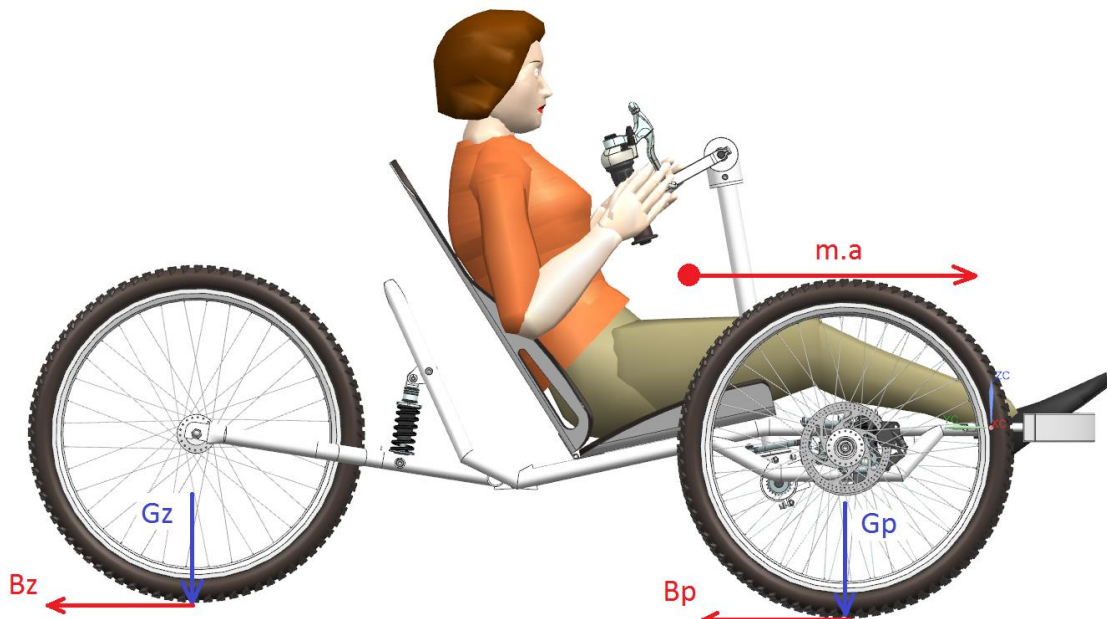
hmotnost jezdce [kg]	převod [1]	výkon motoru [W]	max. stoupání závislé na typu terénu [%]	
			asfalt	mokrý polní cesta
100	2:1	0	9,237	nedostatečná trakce
100	2:1	250	11,494	nedostatečná trakce
100	2:1	750	13,226	0,175
100	3:1	0	14,954	1,92
100	3:1	250	16,849	3,839
100	3:1	750	18,395	5,408

Tabulka 11-5 - Hodnoty max. stoupání v procentech pro 100 kg uživatele

Z výsledků lze vyvodit, že čím horší bude terén a čím větší bude hmotnost uživatele, tím menší stoupání bude možné překonat. Všechny výsledky jsou však ovlivněny max. silou uživatele, která byla v podkapitole 6.1.1 *Ruční pohon* stanovena na 100 N. Tato síla byla při výpočtu u všech uživatelů stejná. Lze ovšem předpokládat, že hmotnější uživatel bude disponovat větší hnací silou a naopak. Tento předpoklad je však možné potvrdit pouze měřením v praxi. Rovněž není možné opomenout použití terénních pneumatik, které zvýší součinitel smykového třetí v případě nepříznivého, např. bahnitého terénu.

11.4 Určení brzdných sil

Při brzdění vznikají na kolech brzdné síly, jež jsou závislé na celkové hmotnosti vozidla s uživatelem, rozložení hmot na kolech a na součiniteli smykového tření mezi pneumatikou a povrchem podkladu. V tomto případě je uvažována nejhorší možná varianta, a tedy plné zatížení kol hmotností 130 kg. Z kapitoly 11.1 *Rozložení tíhových sil na kolech* se použijí již stanovená zatížení G_p a G_z . Největší součinitel smykového tření byl vybrán pro případ pneumatika – asfalt, jež činí $f = 0,9$.



Obrázek 11-3 - Určení brzdných sil

Podle obrázku 11-3 lze sestavit následující rovnici:

$$m \cdot a = G_{Bk} \cdot f$$

m [kg]	celková hmotnost vozidla s uživatelem
a [m/s ²]	zrychlení vozidla
G_{Bk} [N]	přítlačná síla na brzděné kolo
f [1]	součinitel smykového tření závislý na typu terénu

Z výše zmíněné rovnice tak můžeme určit zrychlení.

$$a = \frac{G_{Bk} \cdot f}{m}$$

Pro přední kola tak bude platit:

$$a = \frac{G_p \cdot f}{m} = \frac{892,124 \cdot 0,9}{130} = 6,176 \frac{m}{s^2}$$

Velikost brzdné síly na předních kolech bude tedy rovna:

$$B_p = m \cdot a = 130 \cdot 6,176 = 803 \text{ N}$$

Pro získání brzdné síly pouze na jednom kole se výsledek vydělí dvěma.

$$B_{p1/2} = \frac{B_p}{2} = 401,5 \text{ N}$$

Obdobně se stanoví brzdná síla na zadním kole.

$$a = \frac{G_z \cdot f}{m} = \frac{383,176 \cdot 0,9}{130} = 2,653 \frac{m}{s^2}$$

Velikost brzdné síly na zadním kole bude tedy rovna:

$$B_z = m \cdot a = 130 \cdot 2,653 = 344,86 \text{ N}$$

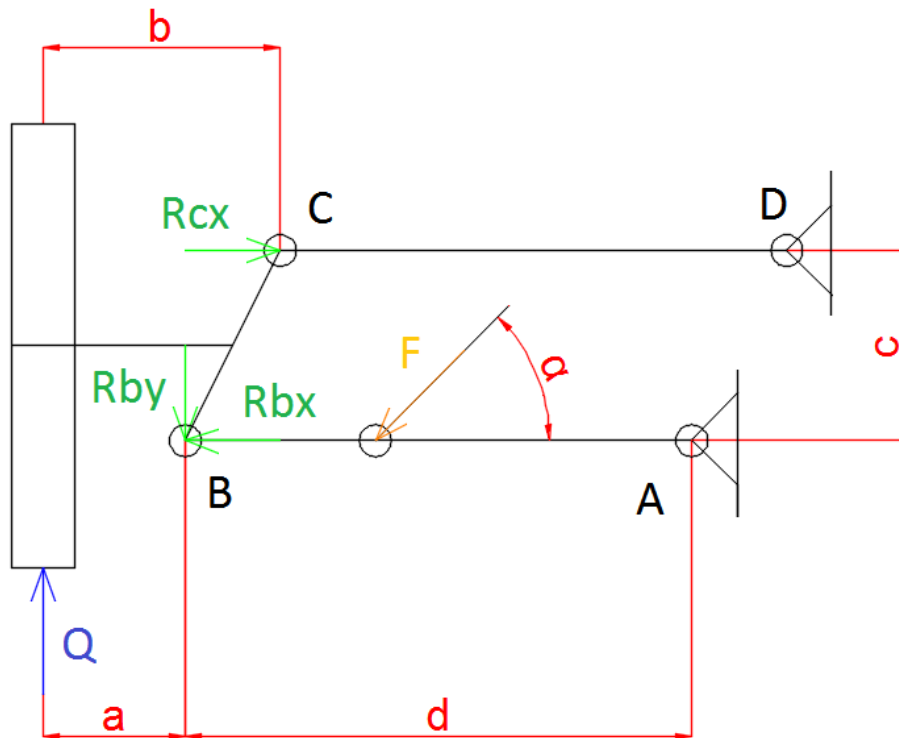
11.5 Stanovení dynamického součinitele

Během jízdy působí na vozidlo dynamická zatížení, jež jsou generována nerovnostmi terénu či dopadem po skoku. Pro získání přesných hodnot zatěžujících sil by bylo potřeba provést měření na prototypu.

V případě návrhu, kdy prototyp či měření z podobného vozidla nejsou k dispozici, je třeba stanovit dynamický součinitel, aby se předešlo přetížení konstrukce. Dynamický součinitel byl nakonec stanoven na hodnotu $k_d = 2,5$. Stejný dynamický součinitel se používá při návrhu konstrukce jeřábů. V případě návrhu sjezdových kol používají výrobci dynamický součinitel o velikosti 3. [17]

11.6 Určení sil na předním odpružení

Pro stanovení působících sil na přední dolní vidlici bude využito následující schéma.



Obrázek 11-4 - Schéma rovnováhy sil na předním odpružení

Q [N]	síla působící na přední kolo
R_b [N]	reakce na dolní vidlici v místě B
R_c [N]	reakce na horní vidlici v místě C
F [N]	síla působící na tlumič
α [°]	úhel, jež svírá osa tlumiče s rovinou vidlice

Pro určení velikosti síly Q se bude uvažovat případ rovnoměrného zatížení všech kol při maximálním zatížení s uvažováním dynamického součinitele $k_d = 2,5$.

$$Q = \frac{m \cdot g}{3} \cdot k_d = \frac{130 \cdot 9,81}{3} \cdot 2,5 = 1062,75N$$

Parametry zanesené na obrázku 11-4 byly z 3D modelu odměřeny takto:

$$a = 80 \text{ mm}$$

$$c = 92,5 \text{ mm}$$

$$d = 165 \text{ mm}$$

$$e = 85 \text{ mm}$$

$$\alpha = 41,45^\circ$$

Pro obrázek 11-4 budou platit vztahy:

$$y: Q - R_{By} = 0 \Rightarrow R_{By} = Q = 1062,75 \text{ N}$$

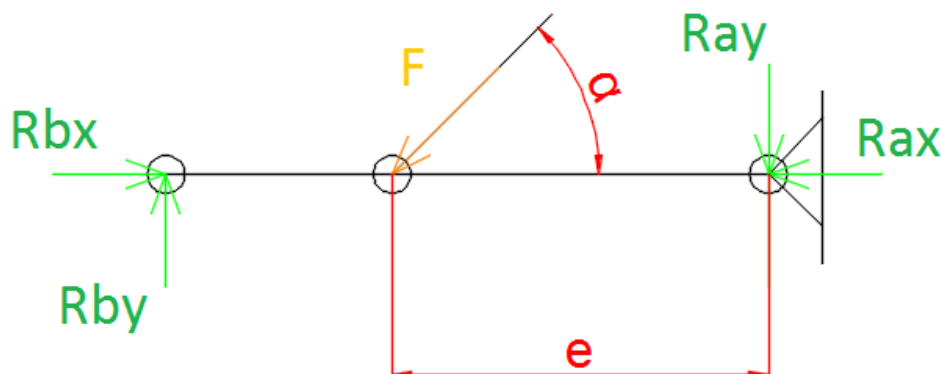
$$M_B: Q \cdot a + R_{Cx} \cdot c = 0 \Rightarrow R_{Cx} = -\frac{Q \cdot a}{c} = -\frac{1062,75 \cdot 80}{92,5} = 919,135 \text{ N}$$

$$M_C: Q \cdot b + R_{Bx} \cdot c - R_{By} \cdot (b - a) = 0 \Rightarrow R_{Bx} = -\frac{Q \cdot (b - a) - Q \cdot b}{c} = -\frac{Q \cdot a}{c}$$

$$R_{Cx} = R_{Bx} = 919,135 \text{ N}$$

Opačné znaménko ve výsledcích značí pouze opačný směr působení reakce.

Po vypočítání reakcí můžeme určit sílu F:



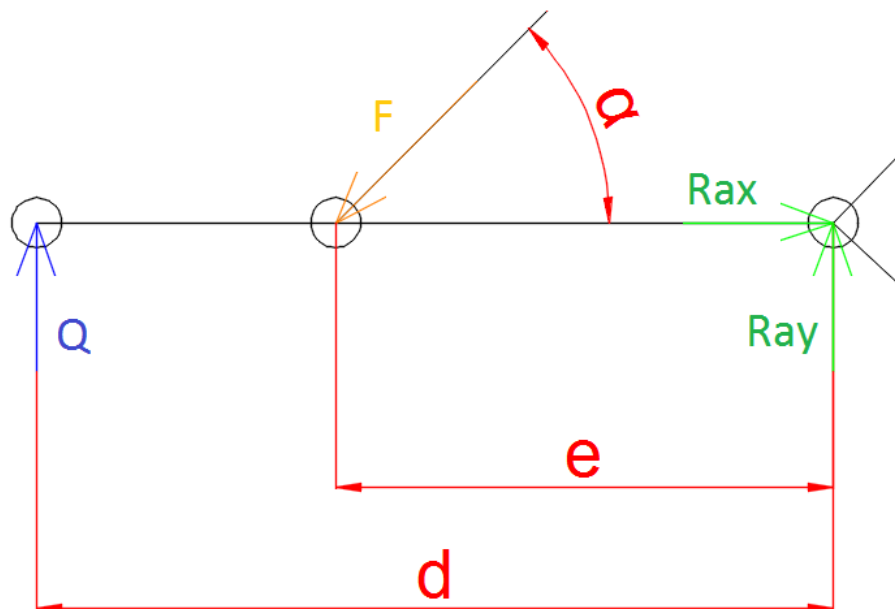
Obrázek 11-5 – Schéma zatížení dolní vidlice

$$M_A: R_{By} \cdot d - F \cdot e \cdot \sin \alpha \Rightarrow F = \frac{R_{By} \cdot d}{e \cdot \sin \alpha} = \frac{Q \cdot d}{e \cdot \sin \alpha} = \frac{1062,75 \cdot 165}{85 \cdot \sin 41,45} = 3116,45 \text{ N}$$

Při porovnání vypočtené hodnoty s maximální pohltivostí tlumiče z kapitoly 8. *Odpružení* je zřejmé, že tlumiče byly navrženy správně.

11.7 Určení sil na zadním odpružení

Při návrhu zadní vidlice se bude postupovat obdobně jako v předchozím případě. Rovnice pro zjištění sil se sestaví dle následujícího obrázku.



Obrázek 11-6 - Schéma zatížení zadní vidlice

Parametry zanesené na obrázku 11-4 byly z 3D modelu odměřeny takto:

$$d = 560 \text{ mm}$$

$$e = 200 \text{ mm}$$

$$\alpha = 90^\circ$$

$$Q = 1062,75 \text{ N}$$

Pro obrázek 11-4 budou platit vztahy:

$$x: F \cdot \cos \alpha - R_{Ax} = 0$$

$$y: Q - F \cdot \sin \alpha + R_{Ay} = 0$$

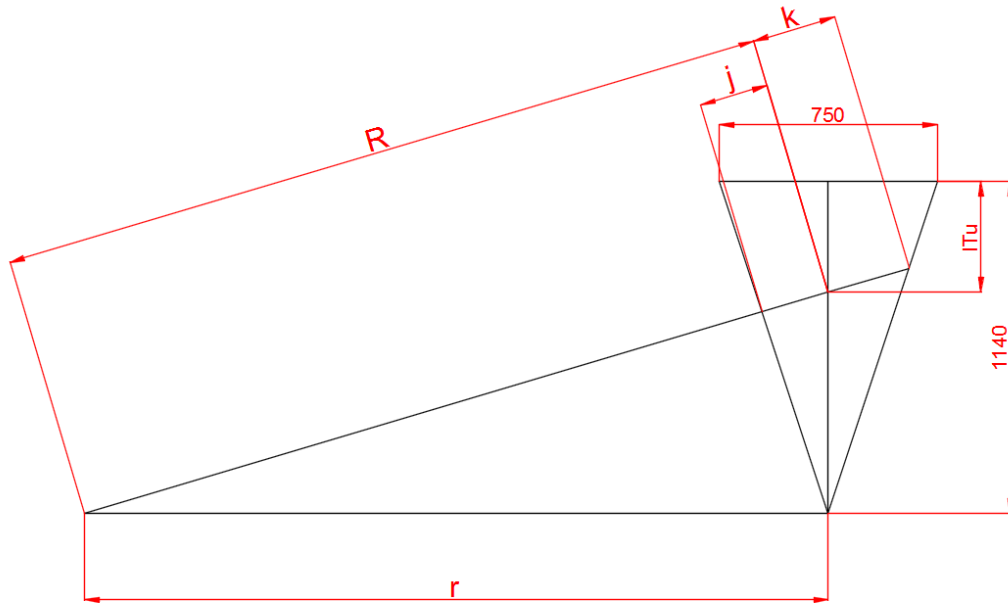
$$M_A: Q \cdot d - F \cdot \sin \alpha \cdot e = 0 \Rightarrow F = \frac{Q \cdot d}{e \cdot \sin \alpha} = \frac{1062,75 \cdot 560}{200 \cdot \sin 90} = 2975,7 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = F \cdot \cos \alpha = 2975,7 \cdot \cos 90^\circ = 0 \text{ N}$$

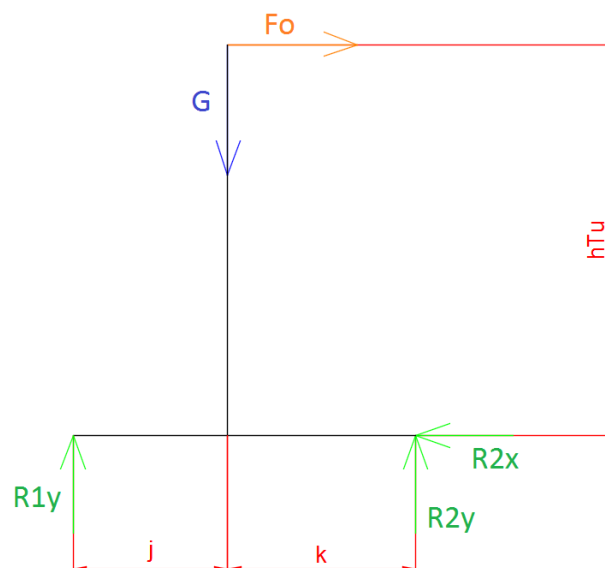
$$R_{Ay} = F \cdot \sin \alpha - Q = 2975,7 \cdot \sin 90^\circ - 1062,75 = 1912,95 \text{ N}$$

11.8 Stabilita při průjezdu zatáčkou

Pro zajištění stability vozidla při průjezdu zatáčkou je důležité, aby klopný moment od odstředivé síly byl menší než opačně orientovaný moment od tíhové síly. Pro zjednodušení výpočtu byly použity pouze souřadnice těžiště uživatele.



Obrázek 11-7 - Přehled rozměrů



Obrázek 11-8 - Soustava sil na poloměru R

Dle obrázku 11-8 lze sestavit rovnici momentů k bodu 2:

$$R_{1y} \cdot (j + k) - G \cdot k + F_o \cdot h_{Tu} = 0$$

Pro odstředivou sílu platí vzorec:

$$F_o = \frac{m \cdot v^2}{R}$$

Podmínka převrácení nastane v okamžiku, kdy tíhový moment bude v rovnováze s odstředivým momentem a kolo na vnitřním poloměru odlehne. Nastane stav $R_{ly} = 0$. Úpravou první rovnice tak vznikne:

$$m \cdot g \cdot k + \frac{m \cdot v^2}{R} \cdot h_{Tu} = 0$$

Z poslední rovnice lze vyjádřit maximální rychlost na stanoveném poloměru zatáčení, než dojde k převrácení vozidla. Následující hodnoty byly odměřeny grafickou metodou pro maximální natočení kol, které je rovno $27,5^\circ$. Jedná se tedy o maximální rychlost na nejmenším poloměru zatáčení.

$$R = 2666,6 \text{ mm}$$

$$k = 289,09 \text{ mm}$$

$$h_{Tu} = 600 \text{ mm}$$

$$v_{krit} = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot k \cdot R}{m \cdot h_{Tu}}} = \sqrt{\frac{g \cdot k \cdot R}{h_{Tu}}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 0,289 \cdot 2,666}{0,6}} = 3,593 \frac{m}{s} = 14,717 \frac{km}{h}$$

Při kritické rychlosti, kdy dochází k odlehnutí vnitřního rejdového kola, působí na zbylá dvě kola maximální odstředivá síla:

$$F_{omax} = \frac{m \cdot v_{krit}^2}{R} = \frac{130 \cdot 3,593^2}{2,666} = 629,5N$$

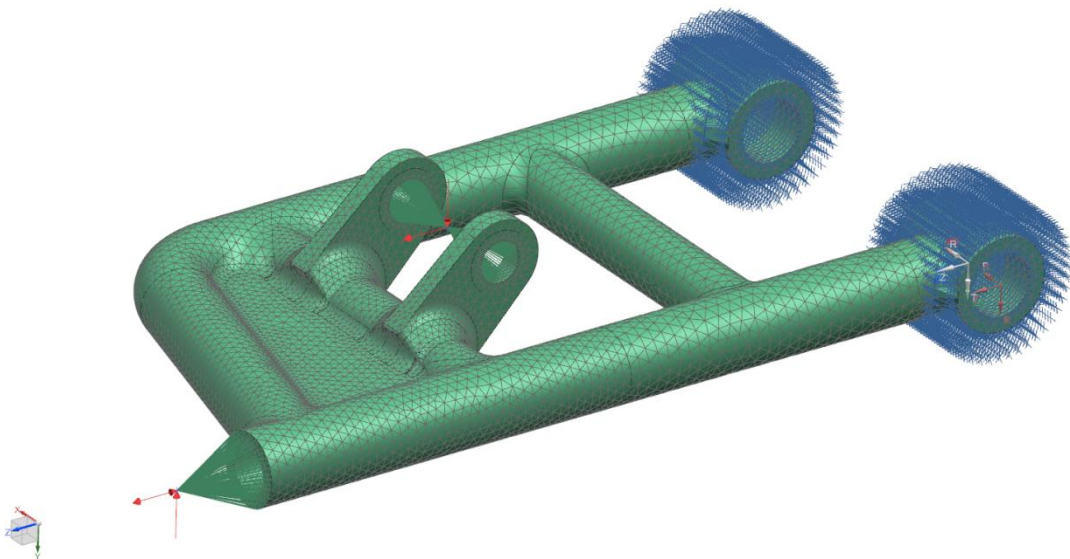
12. Pevnostní analýzy

Pevnostní analýzy byly provedeny v softwaru Siemens NX 9.0. Pro výpočet součástí byla zvolena reverzní metoda zatěžování. Principem této metody bylo postupovat ve výpočtech součástí ve směru od vozovky k hlavnímu rámu na základě spočítaných sil a reakcí popsaných v kapitole 11. *Výpočty*.

12.1 Analýza přední dolní vidlice

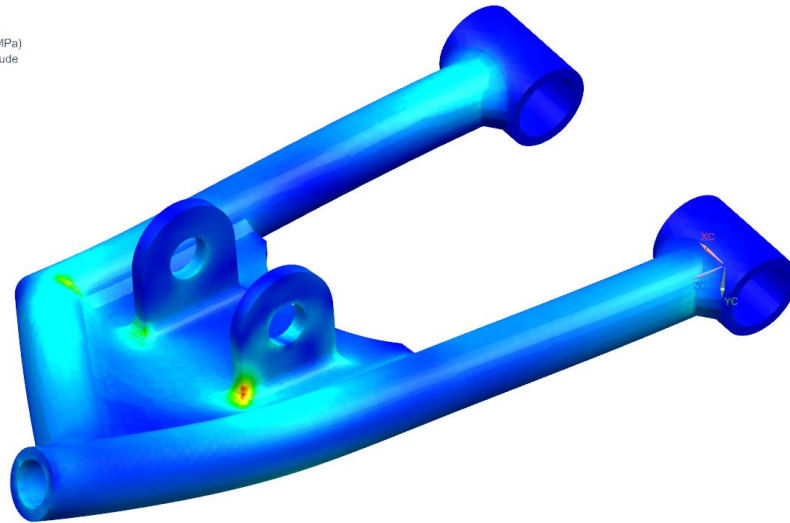
Vidlice byla zatížena v místě uchycení tlumiče, kde působí síla F . Dále byla vidlice zatížena v místě přišroubování k úchytu kol. Zde působí normálová síla od vozovky Q a reakční síla R_{Bx} . Uchycení vidlice bylo provedeno v místě, kde je vidlice přichycena k hlavnímu rámu. Jelikož se jedná o rotační vazbu, byly zde zakázány posuvy ve všech směrech.

Vidlice je rozdělena na 4 části dle velikosti použitých prvků. Všechny použité prvky jsou typu tetraedr či RBE2. Materiálem pro výpočet byla vybrána ocel ČSN 11600 s mezí kluzu $R_e = 320 \text{ MPa}$



Obrázek 12-1 - Nastavení pevnostní analýzy dolní vidlice

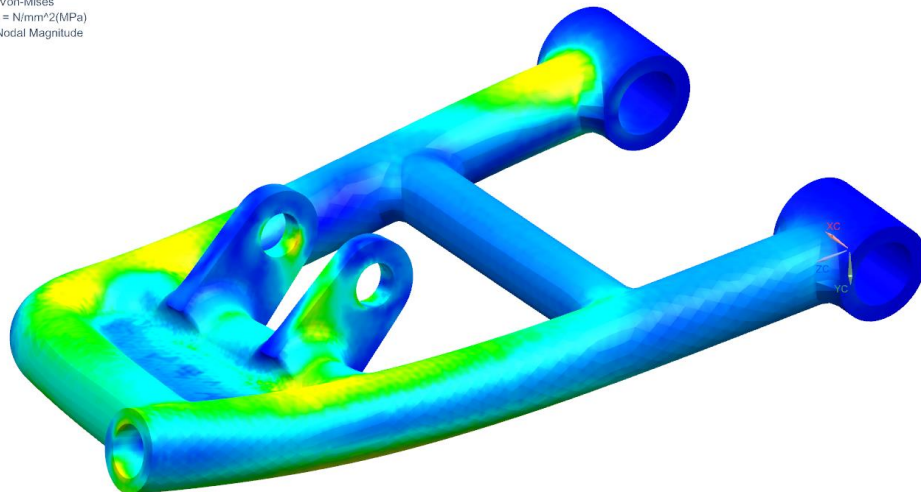
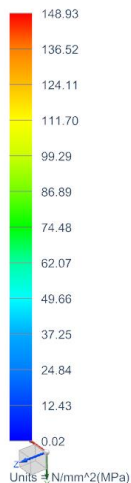
Vidlice_dolni_sim1 : Solution 1 Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
 Min : 0.00, Max : 486.79, Units = N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 12-2 - Původní návrh spodní vidlice

Při původním návrhu docházelo k vysokým koncentracím napětí z důvodů vyskytujících se ostrých hran a nevhodně umístěných úchytů tlumiče. Celá vidlice tak byla přepracována.

Vidlice_dolni_sim1 : Sitaceni_dynamicke Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
 Min : 0.02, Max : 148.93, Units = N/mm²(MPa)
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 12-3 - Nový návrh spodní vidlice

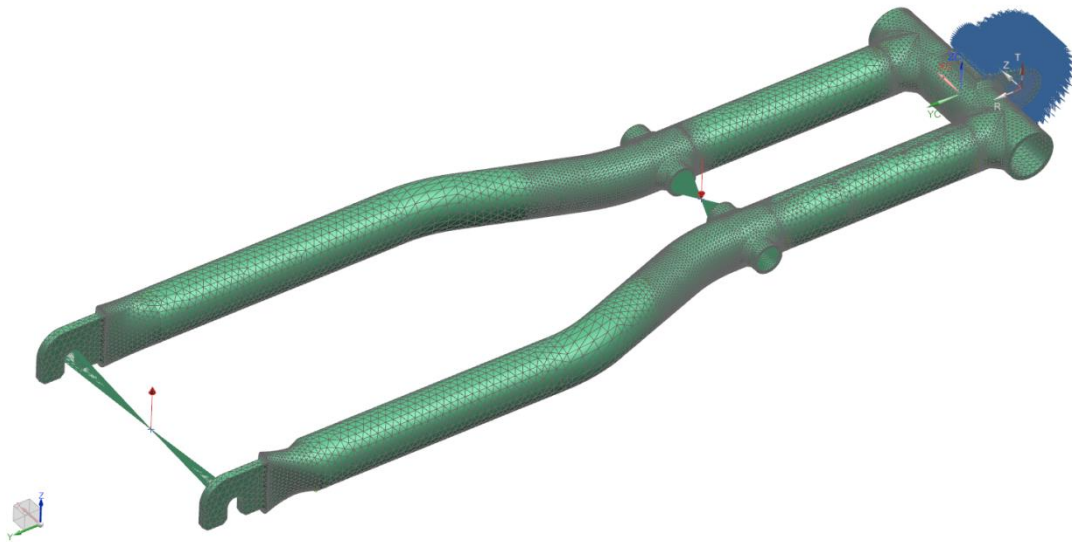
V novém návrhu byla vidlice zesílena a byly na ní odstraněny všechny ostré hrany v kritických místech. Zprůměrované maximální napětí dosáhlo hodnoty $\sigma_{\max} = 149$ MPa. V případě uvažování materiálu ČSN vychází bezpečnost $k = 2,15$.

12.2 Analýza zadní vidlice

12.2.1 Analýza při prohužení

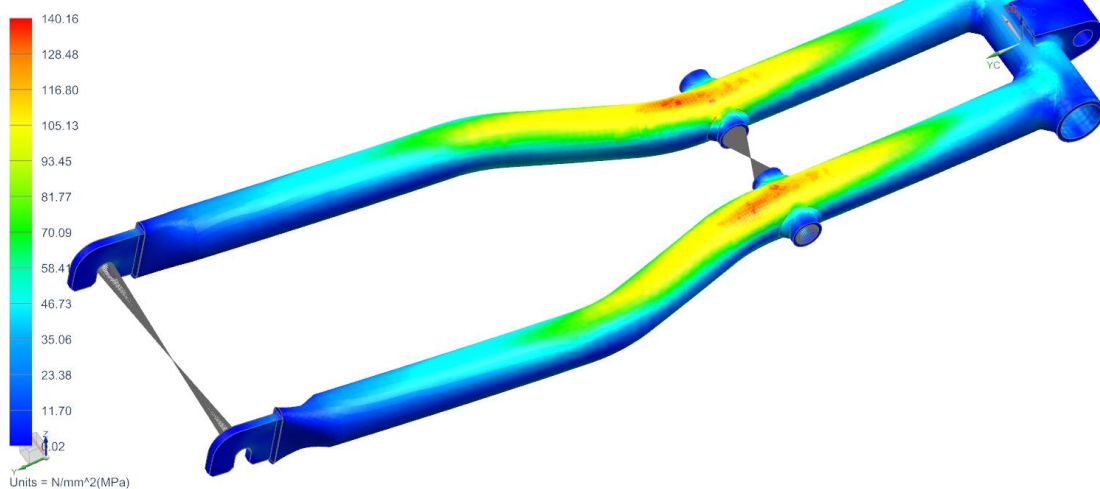
Vidlice byla zatížena v místě působení normálové síly Q na zadní kolo a pak v místě působení síly od tlumiče. Celá vidlice byla připevněna v místě, kde je uchycena k hlavnímu rámu. Jelikož se jedná o rotační vazbu, byly zde zakázány posuvy ve všech směrech.

Vidlice je rozdělena na několik částí dle velikosti použitých prvků. Všechny použité prvky jsou typu tetraedr či RBE2. Materiálem pro výpočet byla vybrána hliníková slitina EN AW 6061 s mezí kluzu $R_{p0,2} = 250$ MPa.



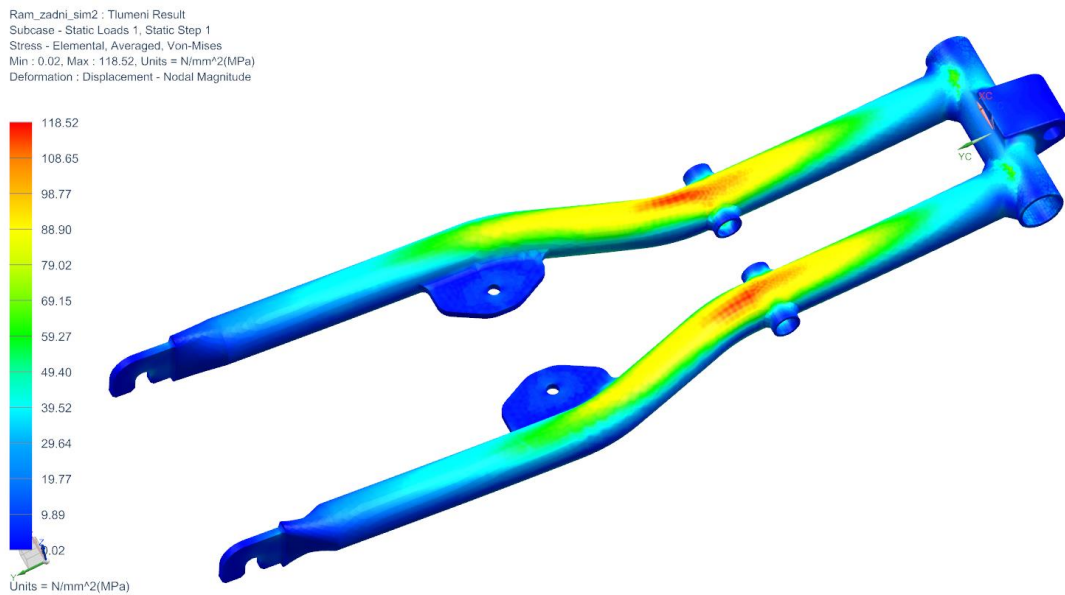
Obrázek 12-4 – Nastavení pevnostní analýzy zadní vidlice

Ram_zadni_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 0.02, Max : 140.16, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 12-5 - Původní návrh zadní vidlice

V případě první analýzy vyšlo maximální napětí $\sigma_{\max} = 140$ MPa. Vzhledem ke zvolenému materiálu vychází u tohoto řešení bezpečnost $k = 1,78$. Z tohoto důvodu byla navržena úprava formou zesílení stěny podélných trubek o 0,5 mm.

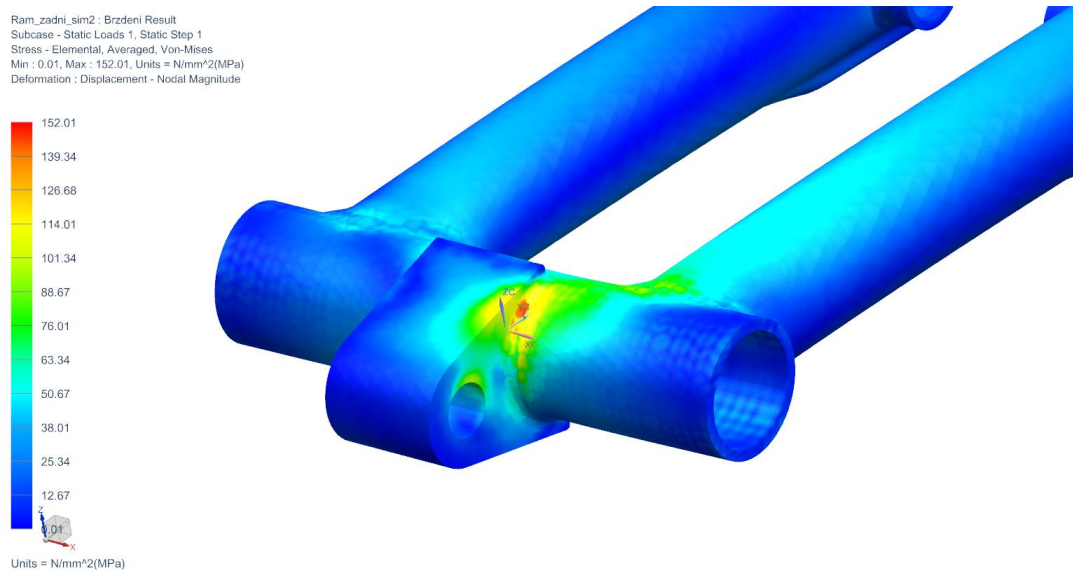


Obrázek 12-6 – Upravený návrh zadní vidlice

Po této úpravě vyšlo maximální napětí $\sigma_{\max} = 118,5$ MPa. Bezpečnost tohoto návrhu tak vychází $k = 2,11$.

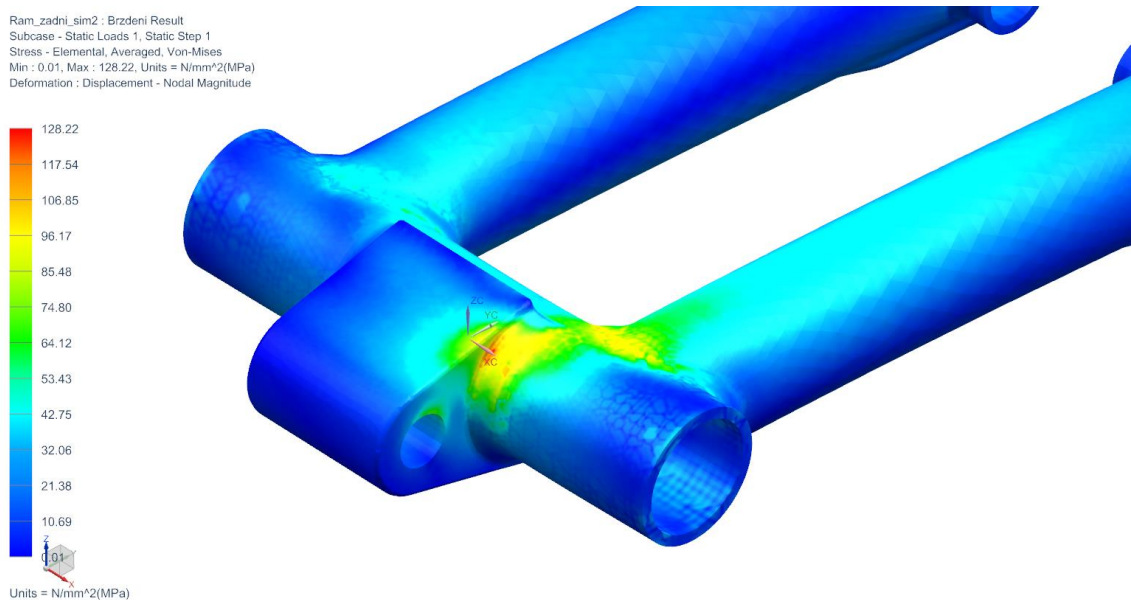
12.2.2 Analýza při brzdění a průjezdu zatáčkou

V druhém případě analýzy zadní vidlice byl uvažován stav, kdy bude zadní kolo brzděno a navíc bude docházet k průjezdu zatáčkou kritickou rychlostí. Zatížení vidlice od normálové síly Q a od síly tlumiče F v tomto případě nebylo uvažováno.



Obrázek 12-7 – Původní návrh uchycení zadní vidlice

V prvním případě došlo v místě přichycení zadní vidlice k hlavnímu rámu k lokální koncentraci napětí o velikosti $\sigma_{\max} = 152 \text{ MPa}$. Ačkoliv se jednalo pouze o lokální napětí, byla navržena úprava formou rozšíření úchyty zadního rámu o 10 mm.



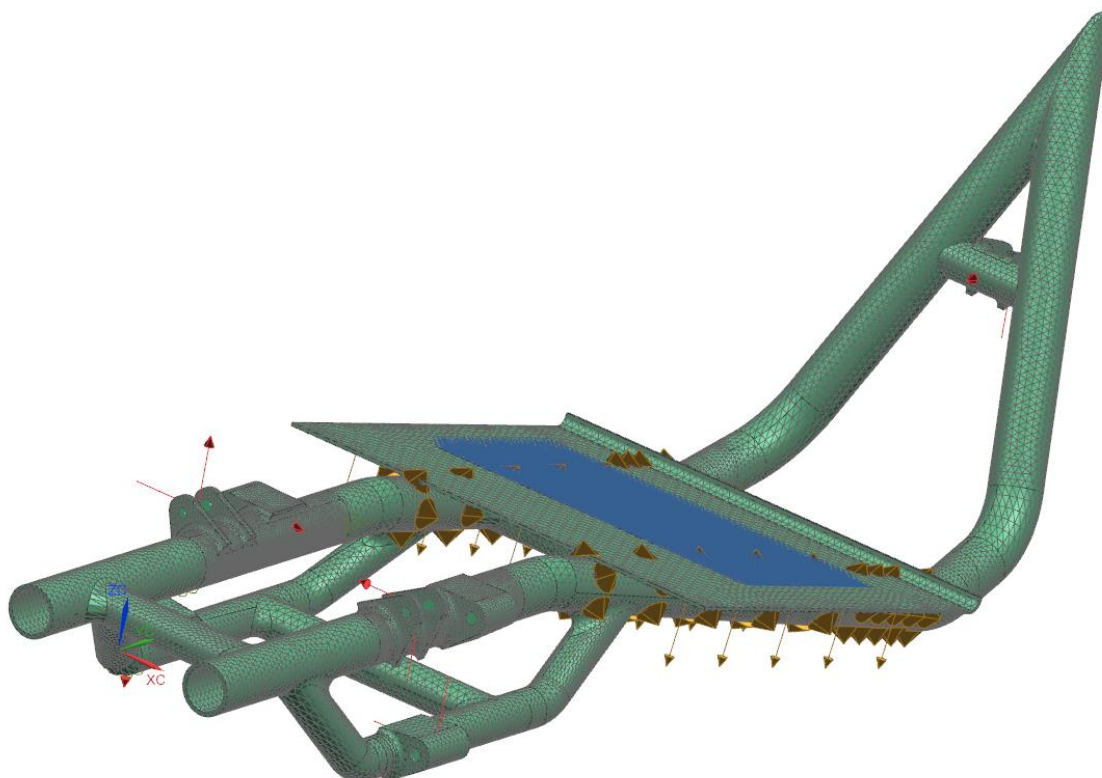
Obrázek 12-8 - Upravený návrh uchycení zadní vidlice

Po této úpravě vyšlo maximální napětí $\sigma_{\max} = 128,22 \text{ MPa}$. Bezpečnost tohoto návrhu tak vychází $k = 1,95$. Ačkoliv bezpečnost vyšla menší než 2, je nutné vzít v úvahu, že maximální napětí je pouze lokálního charakteru, což může být způsobeno špatnou úpravou hran a přechodů.

12.3 Analýza hlavního rámu

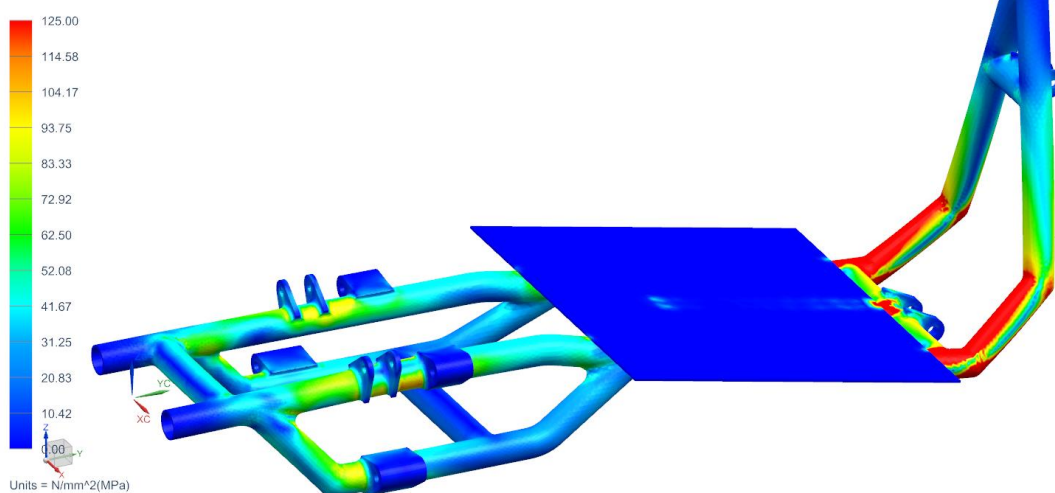
Po spočítání přední i zadní vidlice, byly veškeré síly a reakce přeneseny do modelu hlavního rámu. Hlavní rám je uchycen v místě, jež reprezentuje usazení uživatele. V tomto místě byly zakázány všechny druhy pohybů. Uchycení je provedeno na zjednodušeném sedáku, který je k hlavnímu rámu pevně přichycen. Pro dosažení větší věrohodnosti výsledků byla mezi sedákem a hlavními nosnými trubkami vytvořena vazba Face Contact simulující přenesení části zátěže od uživatele přes sedačku do hlavního rámu.

Celý rám byl rozdělen na několik částí dle velikosti použitých prvků. Všechny použité prvky jsou typu tetraedr či RBE2. Materiálem pro výpočet byla vybrána hliníková slitina EN AW 6061 s mezí kluzu $R_{p0,2} = 250 \text{ MPa}$.



Obrázek 12-9 - Nastavení pevnostní analýzy hlavního rámu

Ram_hlavni_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 399.60, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

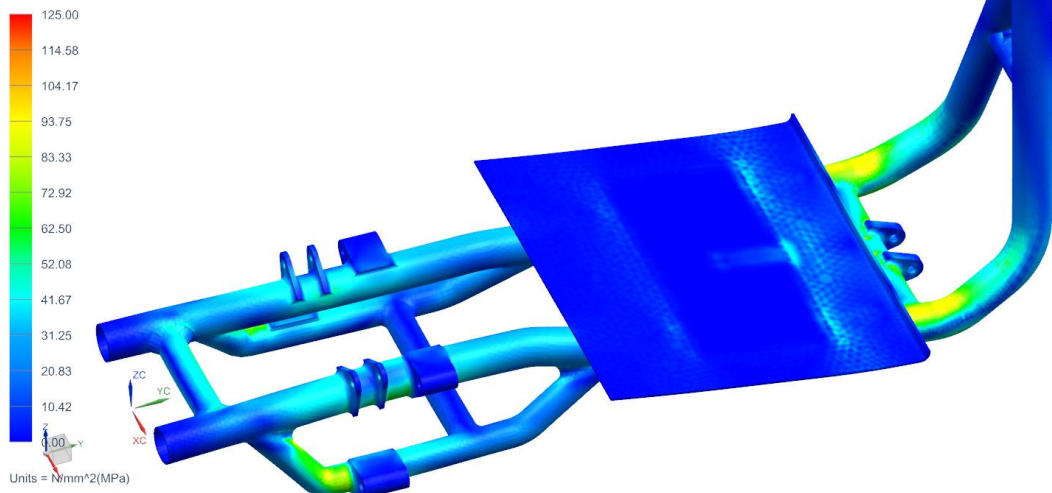


Obrázek 12-10 - Původní návrh hlavního rámu

První analýza poukázala na slabé místo v oblasti zadní části rámu, kde docházelo k tvorbě velkého kroučícího momentu od síly zadního tlumiče. Byly tak navrženy úpravy. První z nich spočívala ve zvětšení průměru hlavních nosných trubek na rozměr $\varnothing 40 \times 3$ mm. Druhou úpravou bylo přepracování zadní část rámu. Původní návrh

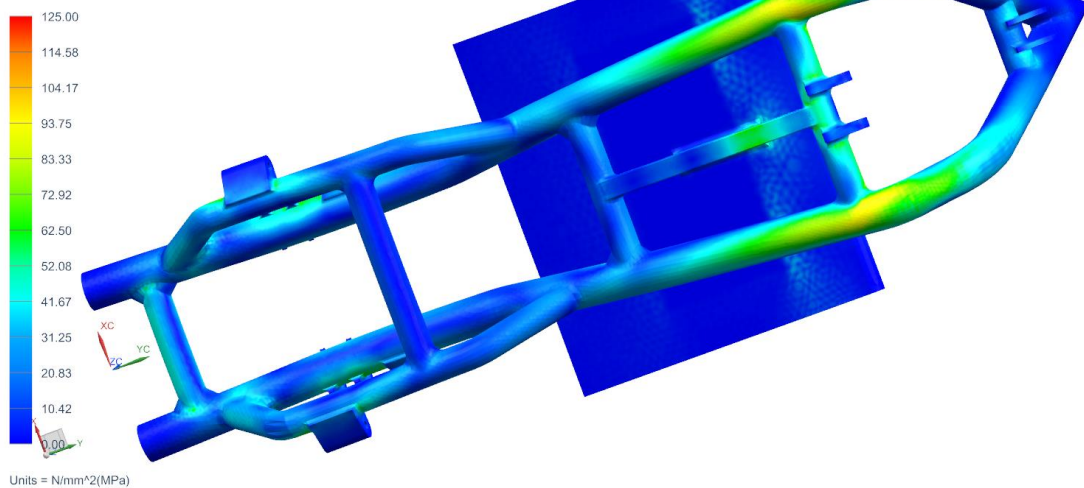
počítal s vytvořením zadní části formou svaření tří kusů trubek. Toto řešení však vytvářelo ostré hrany, kde se koncentrovalo napětí. Proto byla zvolena úprava zadní části rámu ohnutím hlavních nosných trubek nadvkrát.

Ram_hlavni_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 137.60, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 12-11 - Upravený návrh hlavního rámu

Ram_hlavni_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 0.00, Max : 137.60, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 12-12 - Upravený návrh hlavního rámu

Na obrázcích 12-11 a 12-12 lze vidět, že provedené úpravy snížily napětí v hlavních nosných trubkách. Špička napětí $\sigma_{\max} = 137$ MPa je pouze v místě kontaktu sedáku a hlavního rámu. Jedná se tak pouze o výpočetní nepřesnost, se kterou se nebude nadále počítat. Pro stanovení bezpečnosti budeme uvažovat hodnotu žlutých částí na konstrukci, jejichž hodnota byla dle stupnice odhadnuta na $\sigma = 95$ MPa. Bezpečnost rámu je tak $k = 2,63$.

12.4 Analýza nosné tyče řídítek

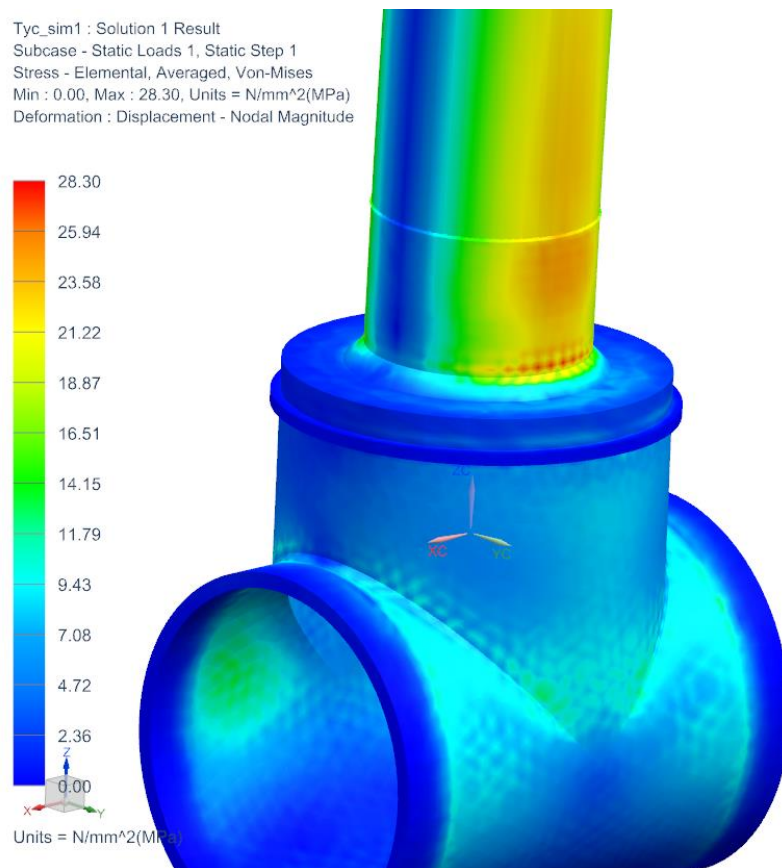
Poslední částí, která byla simulována, bylo kluzné uložení nosné tyče řídítek ve spodním ložiskovém domku. V tomto případě převažovala obava z velkého kroutícího momentu. Ten by mohl nastat kombinací působící síly uživatele na řídítko a velkého ramene, jež by nosná tyč řídítek představovala.

Pro tento případ tak byla zvolena zatěžující síla na konci nosné tyče $F_u = 100 \text{ N}$ (viz kapitola 6.1.1 *Ruční pohon*). Aby byl výpočet zjednodušen, byla použita mezi nosnou tyčí, kluzným pouzdem a ložiskovým domkem vazba Face Gluing.

Materiálem pro výpočet nosné tyče a ložiskového domku byla vybrána hliníková slitina EN AW 6061 s mezí kluzu $R_{p0,2} = 250 \text{ MPa}$. Pro kluzné pouzdro byl vybrán materiál polypropylen. Mez pevností kluzných pouzder se pohybuje kolem $R_e = 10 \text{ MPa}$. Nosná tyč řízení byla zasít'ována pomocí funkce 3D swept mesh. Všechny ostatní části byly zasít'ovány tetraedrovými prvky o různé velikosti.



Obrázek 12-13 - Nastavení pevnostní analýzy nosné tyče řídítek



Obrázek 12-14 – Výsledek pevnostní analýzy nosné tyče řídítek

Výsledek analýzy z obrázku 12-14 jasně poukazuje na nejvíce namáhané místo, které je v místě přechodu nosné tyče do ložiskového domku. Jedná se však o místo styku dvou částí vyrobených z hliníkové slitiny EN AW 6061. V místech, kde je uloženo kluzné pouzdro, nepřekračuje σ_{\max} hodnotu vyšší než 4 MPa. Bezpečnost kluzného pouzdra je tedy vyšší než 2.

13. Technicko-ekonomické zhodnocení

rozměr [mm]	cena za 1 m [Kč]	délka [mm]	cena [Kč]
Ø 40 x 3	128,70	2700	347,50
Ø 30 x 2,5	79,30	1300	103
Ø 30 x 3	92,30	1000	92,30
Ø 32 x 2	67,60	570	38,50
Ø 15 x 2	29,90	380	11,40
30 x 20 x 2	66,30	225	14,90
50 x 25 x 2	102,70	840	86,30
Ø 35 x 2,5	94,90	530	50,30
Ø 60 x 2,5	165,10	260	43
Celkem			787,20

komponenta	výrobce	cena za ks [Kč]	počet ks [1]	cena [Kč]
kotoučové brzdy - komplet	Force	680	2	1360
špalíková brzda	Promax	169	1	169
pláště 20 “	Force	170	3	510
ráfky 20 “	Remerx	210	3	630
duše	Rubena	79	3	237
planetová převodovka	Sturmey Archer	4 000	1	4 000
tlumiče	DNM	1 326	3	3 978
diferenciál	SAMAGAGA	600	1	600
zadní motor 750 kW	BLDC	4 290	1	4 290
akumulátor 15,4 Ah	Samsung	10 890	1	10 890
Celkem				26 664

Ačkoli nebylo možné spočítat cenu všech použitých komponent, např. z důvodu neuvedení ceny prodejcem, byla provedena základní kalkulace nákladů. Porovnáním tabulek lze dospět k závěru, že cena materiálu na stavbu rámu je zanedbatelná. Nejvíce budou konečnou cenu ovlivňovat vybrané komponenty, z nichž většinu si může zákazník sám zvolit. Do konečné výše nákladů tak může zákazník přímo zasahovat. Další vysokou položkou na seznamu bude provedení práce na svaření všech částí rámu, zvláště u svařování částí z hliníkových slitin. K celkovým nákladům je ještě třeba připočítat i marži výrobce, náklady na energie, sestavení atd.

Po zvážení všech těchto nákladů má návrh terénního handbiku tendenci směřovat s cenou pod hranici 100 000 Kč. Pokud by se po prototypových zkouškách podařilo dostat pod tuto hranici, vznikl by na trhu jedinečný výrobek.

14. Závěr

Cílem diplomové práce bylo provést návrh terénního handbiku. Aby mohl být návrh konkurence schopný, zabývala se první část práce rešerší trhu s důrazem na oblast terénních handbiků. Na základě zmapování výhod a nevýhod konkurenčních výrobků a diskuzí s koncovými uživateli, mohly být vytvořeny základní požadavky na konstrukci návrhu.

V druhé části práce byly na základě předchozích požadavků zhodnoceny vhodné konstrukční koncepce. Po zvolení vítězné koncepce byly rozpracovány další části práce zabývající se návrhem řízení, stability a použitelných komponent.

Při návrhu základních rozměrů handbiku bylo přihlédnuto k ergonomii lidského těla. Na základě získaných hodnot byl handbike navržen tak, aby ho mohlo používat široké spektrum lidské populace. Pro potvrzení správného navržení rozměrů handbiku, byl výsledný návrh podroben simulacím s použitím 3D modelů lidských postav odpovídajících 1 % ženě a 99% muži.

Další částí práce obsahuje návrh vhodného pohonu handbiku s přihlédnutím k možnosti využití pomocného elektromotoru. Možnosti trakce handbiku byly následně početně ověřeny, čímž byly stanoveny limity handbiku.

Po navržení všech potřebných parametrů a komponent byl vytvořen 3D počítačový model sestavy výsledného návrhu handbiku. Při tvorbě modelu bylo přihlíženo k vytvoření co nejjednoduššímu návrhu konstrukce a montáži jednotlivých komponent. Hlavní části konstrukce pak byly prověřeny pevnostní analýzou, a na základě jejích výsledků upraveny tak, aby vyhovovaly zatěžujícím stavům. V závěru práce bylo provedeno jednoduché technicko - ekonomické zhodnocení.

Výsledkem práce je návrh jedinečné koncepce terénního handbiku. Tato koncepce má proti současné konkurenci několik výhod, a to v podobě použití planetové převodovky, náhonu dvou předních kol, celoodpružené konstrukce, malých rozměrů, malého poloměru zatáčení, příjemného designu a možnosti použití pomocného elektromotoru. Nevýhodou výsledného návrhu může být vyšší hmotnost, která se u tohoto návrhu pohybuje kolem 22 kg bez pomocného pohonu. V této části tak stále zbývá prostor pro možné budoucí zdokonalování navržené konstrukce.

Seznam použité literatury

- [1] SPORT-ON. *Explorer*. [online]. [cit. 20.5.2015].
<http://www.sport-on.com/#!/explorer/c1535>
- [2] MEDICCO. *Quickie Shark Offroad FMG*. [online]. [cit. 20.5.2015].
<http://medicco.cz/index.php?page=80&podpage=26&p=1&detail=176>
- [3] MUJVOZIK. *Handbike s přídavným pohonem*. [online]. [cit. 20.5.2015].
<http://mujvozik.cz/voziky/sport-a-aktivni-zivot/e-mano-3/>
- [4] INDEMEDICAL. *NUKE Off Road Recumbent handcycle*. [online]. [cit. 20.5.2015].
http://www.indemedical.com/NUKE-Off-Road-Recumbent-handcycle_p_2558.html
- [5] STIFFE, W. *Design of three wheel recumbents*. [online]. [cit. 20.5.2015].
<http://www.velomobile.de/GB/Ressources/Technique/Tricycles/tricycles.html>
- [6] KYNCL, Z. *Handbike do lehkého terénu*. [online]. [cit. 20.5.2015].
https://dspace.upce.cz/bitstream/10195/39108/1/KynclZ_Handbikedo_JP_2011.pdf.pdf
- [7] AUTOLEXIKON. [online]. [cit. 20.5.2015].
<http://cs.autolexicon.net/lexikon-a-z>
- [8] DIFFRIENT, N., TILLEY, R. A., *Henry Dreyfuss Associates*. [online]. [cit. 20.5.2015].
https://brownstudio12.files.wordpress.com/2012/03/human_standard_1.jpg
- [9] JRRD. *Effects of type and mode of propulsion on hand-cycling biomechanics in nondisabled subjects*. [online]. [cit. 20.5.2015].
<http://www.rehab.research.va.gov/jour/11/489/page1049.html>
- [10] MEDICCO. *Force Application During Handcycling and Handrim Wheelchair Propulsion*. [online]. [cit. 20.5.2015].
http://www.researchgate.net/profile/Dirkjan_Veeger/publication/259989386_Force_Application_During_Handcycling_and_Handrim_Wheelchair_Propulsion_An_Initial_Comparison/links/0deec534e232ea77fa000000.pdf
- [11] E-POHON. *Elektrokola, skútry, sety na přepravu*. [online]. [cit. 20.5.2015].
<http://www.e-pohon.cz>
- [12] STURMEY ARCHER. [online]. [cit. 20.5.2015].
<http://www.sturmey-archer.com>
- [13] SAMAGAGA. [online]. [cit. 20.5.2015].
<http://www.samagaga.com>
- [14] MATIS. *Industrial components*. [online]. [cit. 20.5.2015].
<http://www.matis.cz/cs/kategorie/strojni-soucasti>
- [15] CYKLOŽITNÝ. [online]. [cit. 20.5.2015].
<http://www.cyklozitny.cz>
- [16] DNM. *Suspension technology*. [online]. [cit. 20.5.2015].
http://www.dnmshock.com/products.php?func=p_detail&p_id=44&pc_parent=5
- [17] JELÍNEK, M. *Návrh rámu horského kola*. [online]. [cit. 20.5.2015].
https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=5053

PŘÍLOHA č. 1

Předpis č. 341/2014 Sb.

341/2014 Sb.

VYHLÁŠKA

Ministerstva dopravy a spojů

ze dne 19. prosince 2014

**o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel
na pozemních komunikacích**

Příloha č. 12 k vyhlášce č. 341/2014 Sb.

Technické požadavky na konstrukci a stav výbavy

C) Technické požadavky na výbavu jízdních kol, potahových vozidel a ručních vozíků:

1. Jízdní kola musí být vybavena

a) dvěma na sobě nezávislými účinnými brzdami s odstupňovatelným ovládním brzdného účinku; jízdní kola pro děti předškolního věku vybavená volnoběžným nábojem s protišlapací brzdou nemusí být vybavena přední brzdou,

b) volné konce trubky řídítek musí být spolehlivě zaslepeny, např. zátkami, rukojeťmi apod.,

c) zakončení ovládacích páček brzd a volné konce řídítek musí mít hrany buď obaleny materiálem pohlcujícím energii, nebo jsou-li použity tuhé materiály, musí mít hrany o poloměru zakřivení nejméně 3,2 mm; páčky měničů převodů, křídlové matice, rychloupínače nábojů kol, držáky a konce blatníků musí mít hrany buď obaleny materiálem pohlcujícím energii, nebo jsou-li použity tuhé materiály, musí mít hrany o poloměru nejméně 3,2 mm v jedné rovině a v druhé rovině na ni kolmé nejméně 2 mm,

d) matice nábojů kol, pokud nejsou křídlové, rychloupínací nebo v kombinaci s krytkou konce náboje, musí být uzavřené,

e) zadní odrazkou červené barvy, tato odrazka může být kombinována se zadní svítlnou vyzařující světlo červené barvy nebo nahrazena odrazovými materiály obdobných vlastností; plocha odrazky nesmí být menší než 2000 mm², přičemž vepsaný čtyřúhelník musí mít jednu stranu dlouhou nejméně 40 mm, odrazka musí být pevně umístěna v podélné střední rovině jízdního kola nebo po levé straně co nejbližší k ní ve výšce 250-900 mm nad rovinou vozovky; činná plocha odrazky musí být kolmá k rovině vozovky v toleranci +/-15 st. a kolmá k podélné střední rovině jízdního kola s tolerancí +/-5 st.; odrazové materiály nahrazující zadní odrazku mohou být umístěny i na oděvu či obuvi cyklisty,

f) přední odrazkou bílé barvy, tato odrazka může být nahrazena odrazovými materiály obdobných vlastností; odrazka musí být umístěna v podélné střední rovině nad povrchem pneumatiky předního kola u stojícího kola; plocha odrazky nesmí být menší než 2000 mm²,

přičemž vepsaný čtyřúhelník musí mít jednu stranu dlouhou nejméně 40 mm, činná plocha odrazky musí být kolmá k rovině vozovky s tolerancí +/-15 st. a kolmá k podélné střední rovině jízdního kola s tolerancí +/-5 st.; odrazové materiály nahrazující odrazku mohou být umístěny i na oděvu či obuvi cyklisty,

g) odrazkami oranžové barvy (autožlut) na obou stranách šlapátek - pedálů, tyto odrazky mohou být nahrazeny světlou odrážejícími materiály umístěnými na obuvi nebo v jejich blízkosti a

h) na paprscích předního nebo zadního kola nebo obou kol nejméně jednou boční odrazkou oranžové barvy (autožlut) na každé straně kola; plocha odrazky nesmí být menší než 2000 mm², přičemž vepsaný čtyřúhelník musí mít jednu stranu dlouhou nejméně 20 mm, tyto odrazky mohou být nahrazeny odrazovými materiály na bocích kola nebo na bocích plášťů pneumatik či na koncích blatníků nebo bočních částech oděvu cyklisty.

2. Jízdní kola pro jízdu za snížené viditelnosti musí být dále vybavena následujícími zařízeními pro světelnou signalizaci a osvětlení:

a) světlometem svítícím dopředu bílým světlem; světlomet musí být seřízen a upraven trvale tak, aby referenční osa světelného toku protínala rovinu vozovky ve vzdálenosti nejdále 20 m od světlometu a aby se toto seřízení nemohlo samovolně nebo neúmyslným zásahem cyklisty měnit, je-li vozovka dostatečně a souvisle osvětlena, může být světlomet nahrazen svítlnou vyzařující světlo bílé barvy s přerušovaným světlem,

b) zadní svítlnou vyzařující světlo červené barvy, podmínky pro umístění této svítlny jsou shodné s podmínkami pro umístění a upevnění zadní odrazky podle odstavce 1 písm. e); zadní svítlna vyzařující světlo červené barvy může být kombinována se zadní odrazkou červené barvy podle odstavce 1 písm. e); zadní svítlna vyzařující světlo červené barvy může být nahrazena svítlnou s přerušovaným světlem červené barvy a

c) zdrojem elektrického proudu, jde-li o zdroj se zásobou energie, musí svou kapacitou zajistit svítivost světel podle písmen a) a b) po dobu nejméně 1,5 hodiny bez přerušení.

3. Světelná výbava jízdního kola se nepovažuje za výbavu ve smyslu ustanovení § 32 zákona č. 361/2000 Sb.

4. Je-li jízdní kolo vybaveno pomocným sedadlem pro dopravu dítěte, musí být toto sedadlo pevně připevněno a opatřeno pevnými podpěrami pro nohy dítěte. Sedadlo a podpěry musí být provedeny a umístěny tak, aby nemohlo dojít ke zranění dítěte při jízdě ani k ohrožení bezpečnosti jízdy. Je-li jízdní kolo vybaveno nosičem zavazadel, musí být tento nosič řádně a spolehlivě připevněn a nesmí ovlivňovat bezpečnost jízdy.

5. Pneumatiky a ráfky nesmí vykazovat trhliny, praskliny a jiné zjevné deformace, které by zjevně narušovaly bezpečnost jízdy.

6. Jízdní kola uváděná na trh musí mít na snadno dostupném místě rámu trvanlivě vyznačeno dobře čitelné výrobní číslo nebo být vybavena zařízením jej spolehlivě nahrazujícím. Za spolehlivě výrobní číslo nahrazující zařízení se v tomto případě považuje například i elektronický nosič takové informace, který bude pevně spojen s rámem jízdního kola.

7. Jízdní kola uváděná na trh, pokud nejsou vybavena podle bodu 2 této přílohy, tj. pro jízdu za snížené viditelnosti, musí být opatřena jednoznačným a zřetelným upozorněním v návodu k obsluze, že tato kola nejsou za daného stavu vybavení způsobilá k provozu na pozemních komunikacích za snížené viditelnosti.

8. Jízdní kolo může být vybaveno dodatečně pomocným motorkem, jestliže

a) bude nadále zachován původní charakter jízdního kola podle bodu 1 a 2,

b) pomocný motorek bude přiměřeně plnit podmínky ustanovení § 19 zákona,

c) jeho výkon nepřesáhne 1 kW,

d) v případě použití spalovacího motoru, nebude mít takový motor objem válce nebo válců větší než 50 cm³,

e) maximální konstrukční rychlost nebude vyšší než 25 km.h⁻¹ a

f) montáž pohonného systému - motor, nádrž paliva nebo akumulátor na jízdní kolo, si nevyžádá zásah na jeho nosných částech.

Pokud vozidlo splňuje všechny výše uvedené požadavky, považuje se pro potřeby této vyhlášky nadále za jízdní kolo.

9. Pro účely této vyhlášky se jízdním kolem rozumí i tříkolky a vícekolky, stejně jako vícesedadlová jízdní kola - tandemy a jim podobná vozidla poháněná lidskou silou a určená i k provozu na pozemních komunikacích, jako například koloběžky.

Vozidla takto definovaná, jejichž šířka přesahuje 1,0 m, musí být vybavena zdvojeným osvětlením podle bodu 1 písmen e) a f) a bodu 2 písmen a) a b), které musí být umístěno symetricky k podélné ose vozidla, v maximální vzdálenosti 0,2 m od podélné roviny vyznačující šířku vozidla. Konstrukční požadavky uvedené v bodech 1 až 8 se na tato vozidla použijí přiměřeně.

Šířkou pro účely tohoto bodu se rozumí vzdálenost mezi dvěma rovinami rovnoběžnými s podélnou rovinou vozidla a tečnými k vozidlu na obou stranách této roviny. Všechny části vozidla a zvláště všechny pevné části vyčnívající do stran se musí nacházet mezi těmito dvěma rovinami, s výjimkou zpětného zrcátka nebo zrcátek.

10. Pro účely této vyhlášky se jízdním kolem dále rozumí i jízdní kola s pedály, která jsou vybavena přídatným elektrickým motorem dle směrnice 2002/24/ES

11. Přívěsný vozík k jízdnímu kolu musí plnit požadavky jiného právního předpisu⁹⁾

12. Potahová vozidla musí být vybavena

a) alespoň jednou brzdou snadno, rychle a bezpečně ovladatelnou,

b) vpředu dvěma bílými a vzadu dvěma červenými odrazkami shodnými a shodně umístěnými jako odrazky předepsané pro přívěsy a

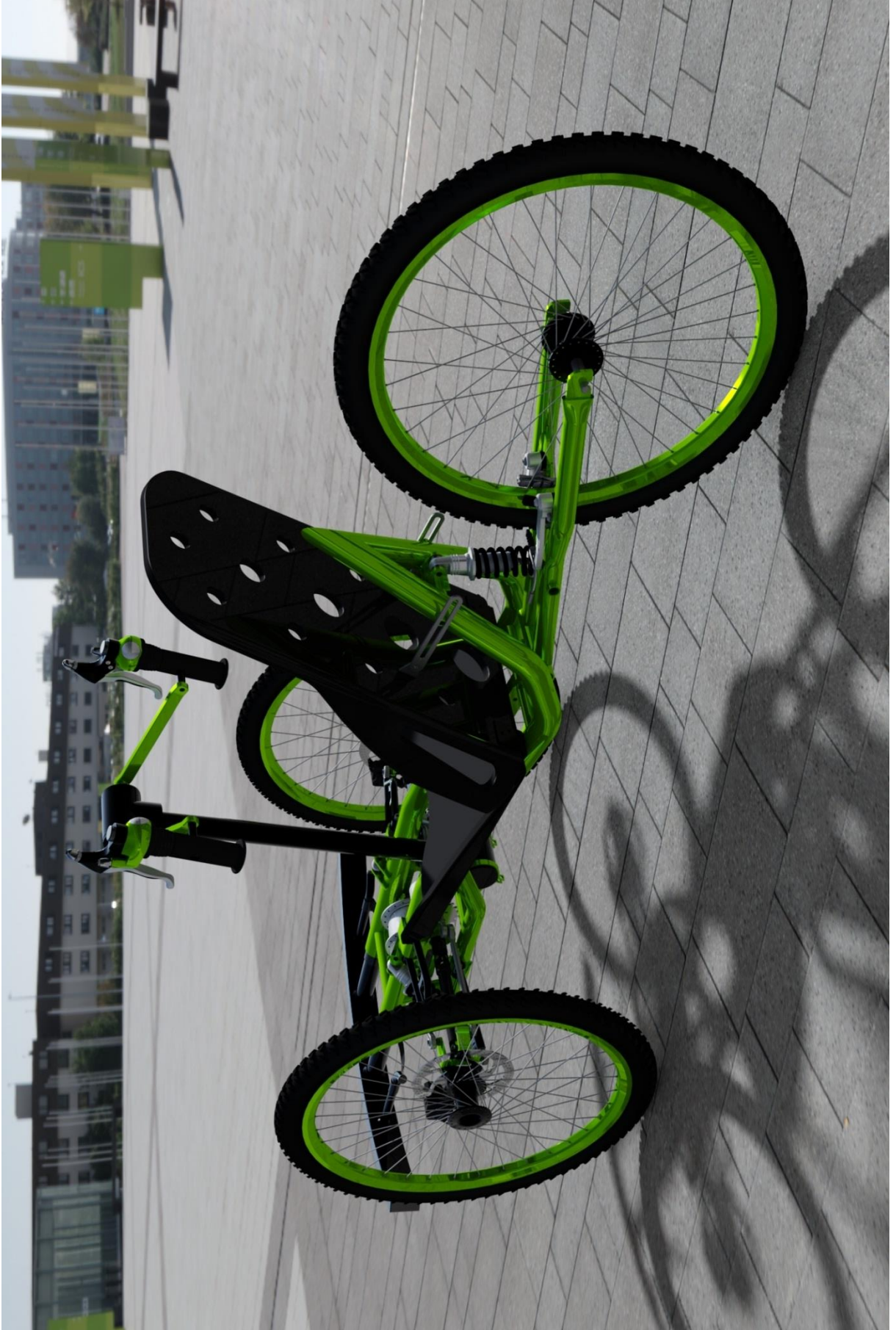
c) za snížené viditelnosti vpředu svítilnou s bílým světlem na straně přivrácené ke středu vozovky nebo dvěma svítilnami s bílým světlem na každé straně vozidla vyznačujícími jeho největší obrysovou šířku; vzadu dvěma svítilnami s červeným světlem na každé straně vozidla vyznačujícími jeho největší obrysovou šířku.

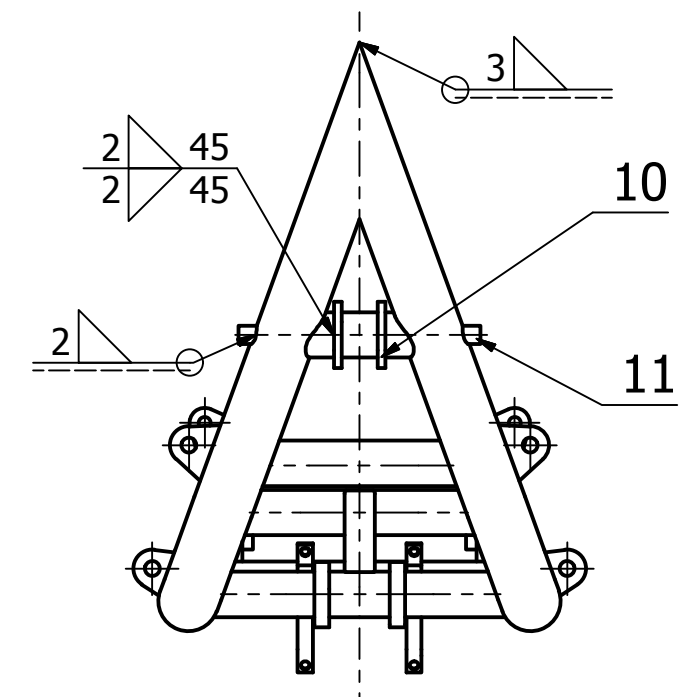
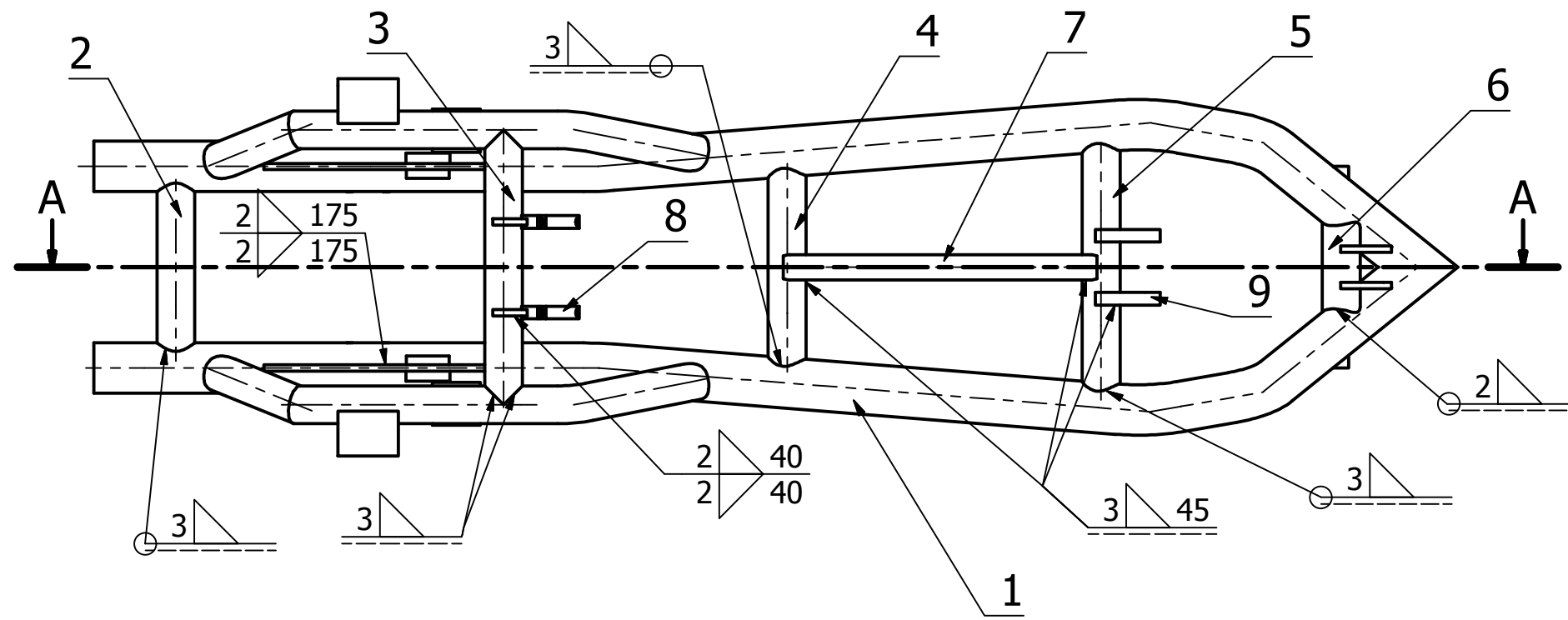
13. Ruční vozík, jehož šířka přesahuje 0,6 m, musí být vybaven červenými odrazkami netrojúhelníkového tvaru umístěnými symetricky co nejbližší k bočním obrysům vozíku ve stejné výši nad vozovkou.

PŘÍLOHA č. 2

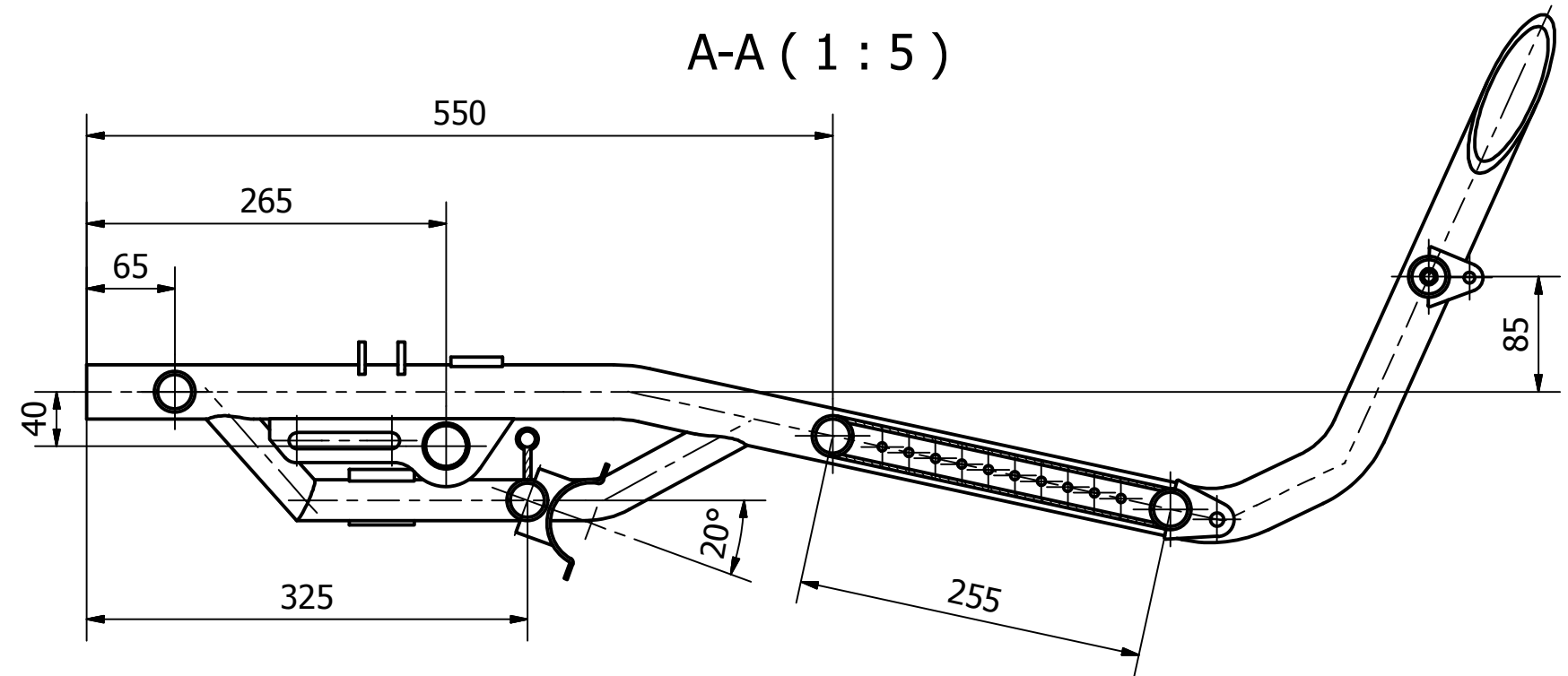
Rendery konečného návrhu





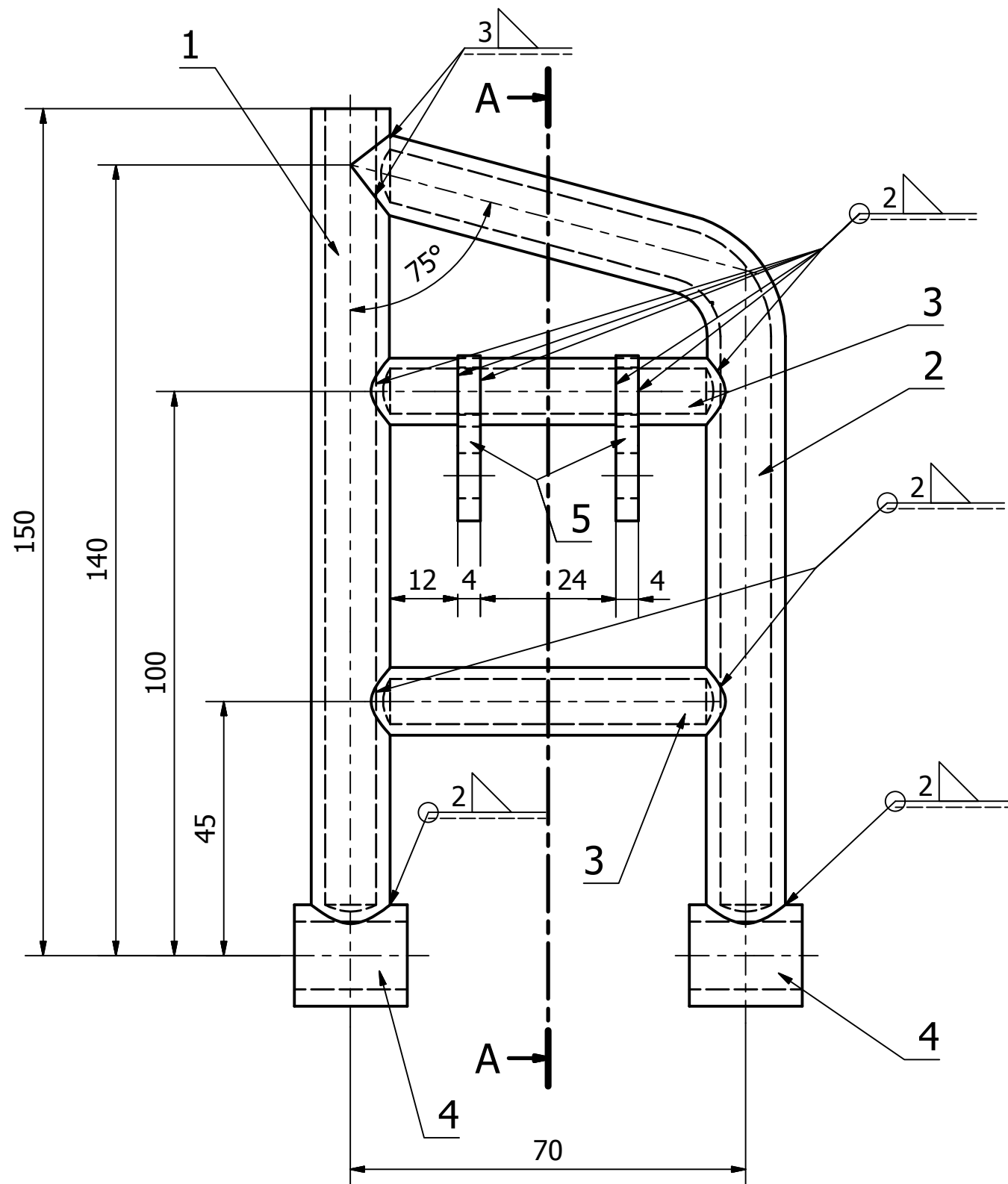


A-A (1:5)

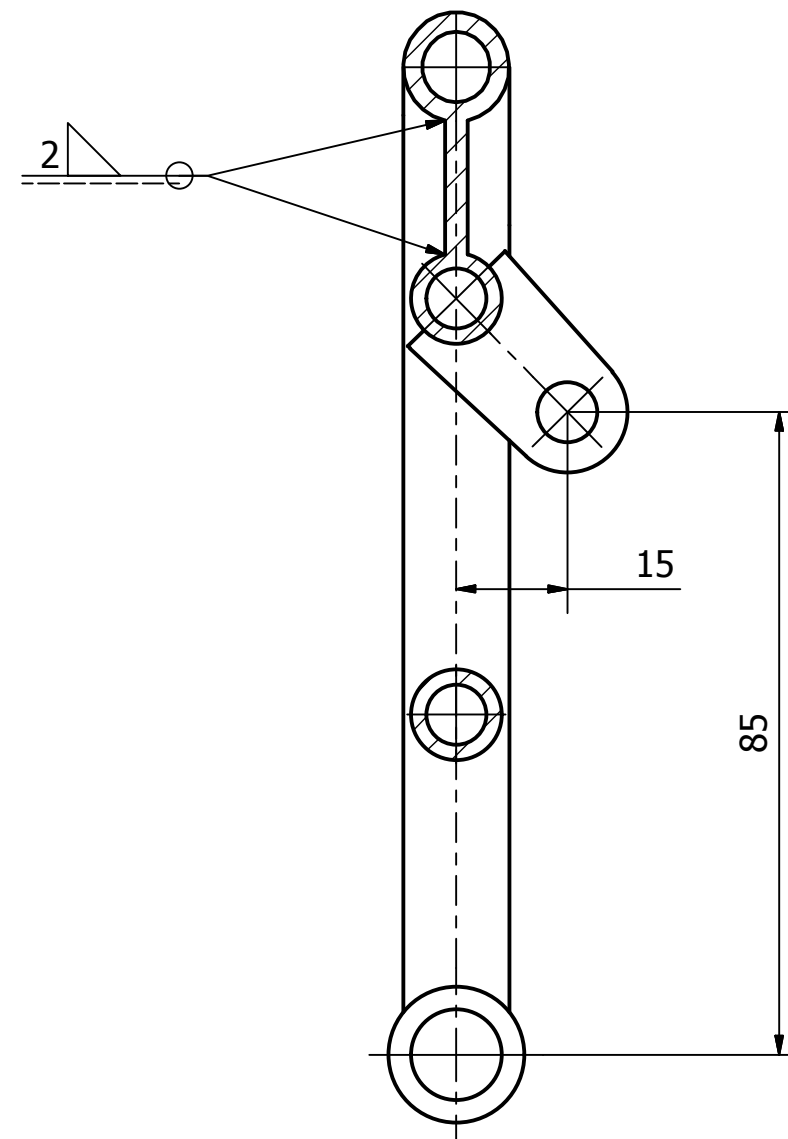


11	Úchyt opěrky	Ø 12 x 2	EN AW 6061	1
10	Úchyt tlumiče		EN AW 6061	2
9	Úchyt zadního rámu		EN AW 6061	2
8	Úchyt řízení		EN AW 6061	2
7	Nosný profil sedačky	30 x 20 x 2	EN AW 6061	1
6	Příčná trubka 5	Ø 30 x 2,5	EN AW 6061	1
5	Příčná trubka 4	Ø 30 x 2,5	EN AW 6061	1
4	Příčná trubka 3	Ø 30 x 2,5	EN AW 6061	1
3	Příčná trubka 2	Ø 30 x 2,5	EN AW 6061	1
2	Příčná trubka 1	Ø 30 x 2,5	EN AW 6061	1
1	Hlavní nosná trubka	Ø 40 x 3	EN AW 6061	2
POZICE	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS	MATERIÁL	KS

PROMÍTÁNÍ	MĚŘÍTKO	PŘESNOST ISO 2768 - mK	HMOTNOST	INDEX	ZMĚNA	
	1:5	TOLEROVÁNÍ ISO 8015	Není k dispozici			
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		MATERIÁL ROZMĚR - POLOTOVAR				
		KRESLIL	Bc. Filip Hrdlička	DATUM	9. 5. 2015	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY
		TECH. REFERENT		DATUM		ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK
		SCHVÁLIL		DATUM		TYP DOKUMENTU
NÁZEV			ISO 16016	TYP DOKUMENTU		
Hlavní rám			Číslo výkresu	Handbike.01		
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ			LIST/LISTŮ 1 / 1			

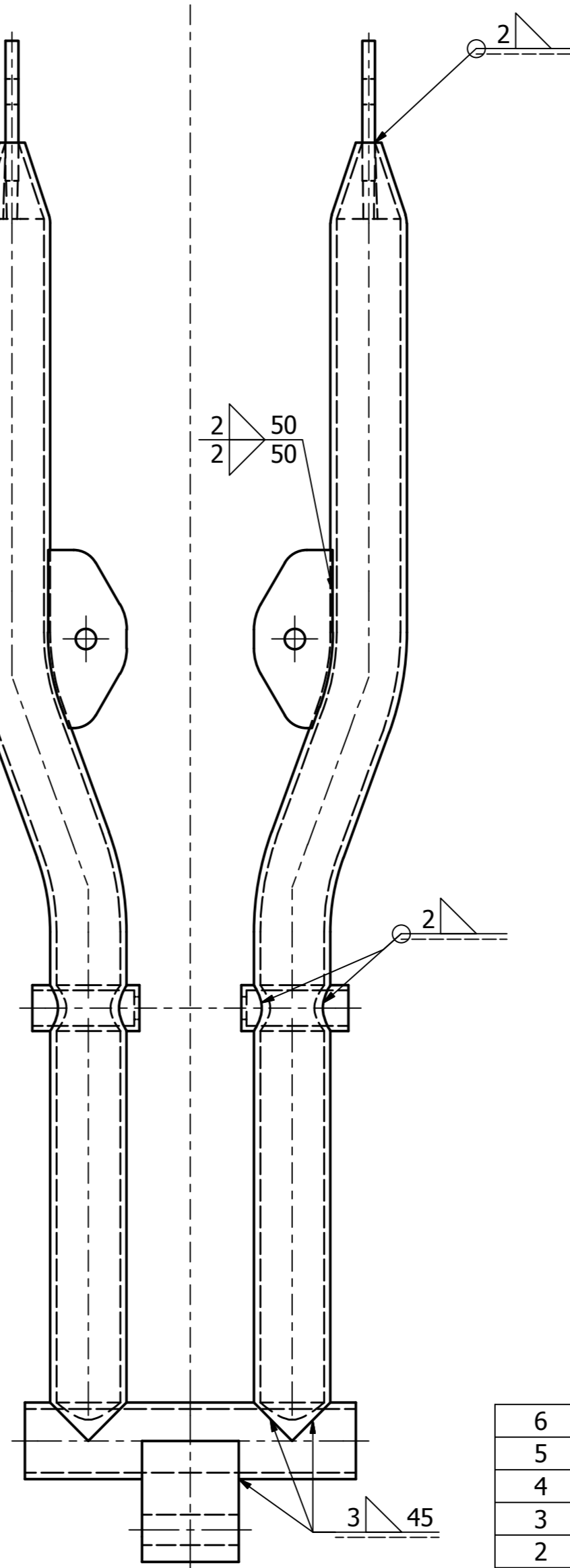
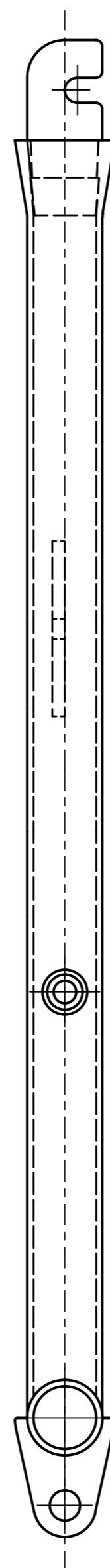
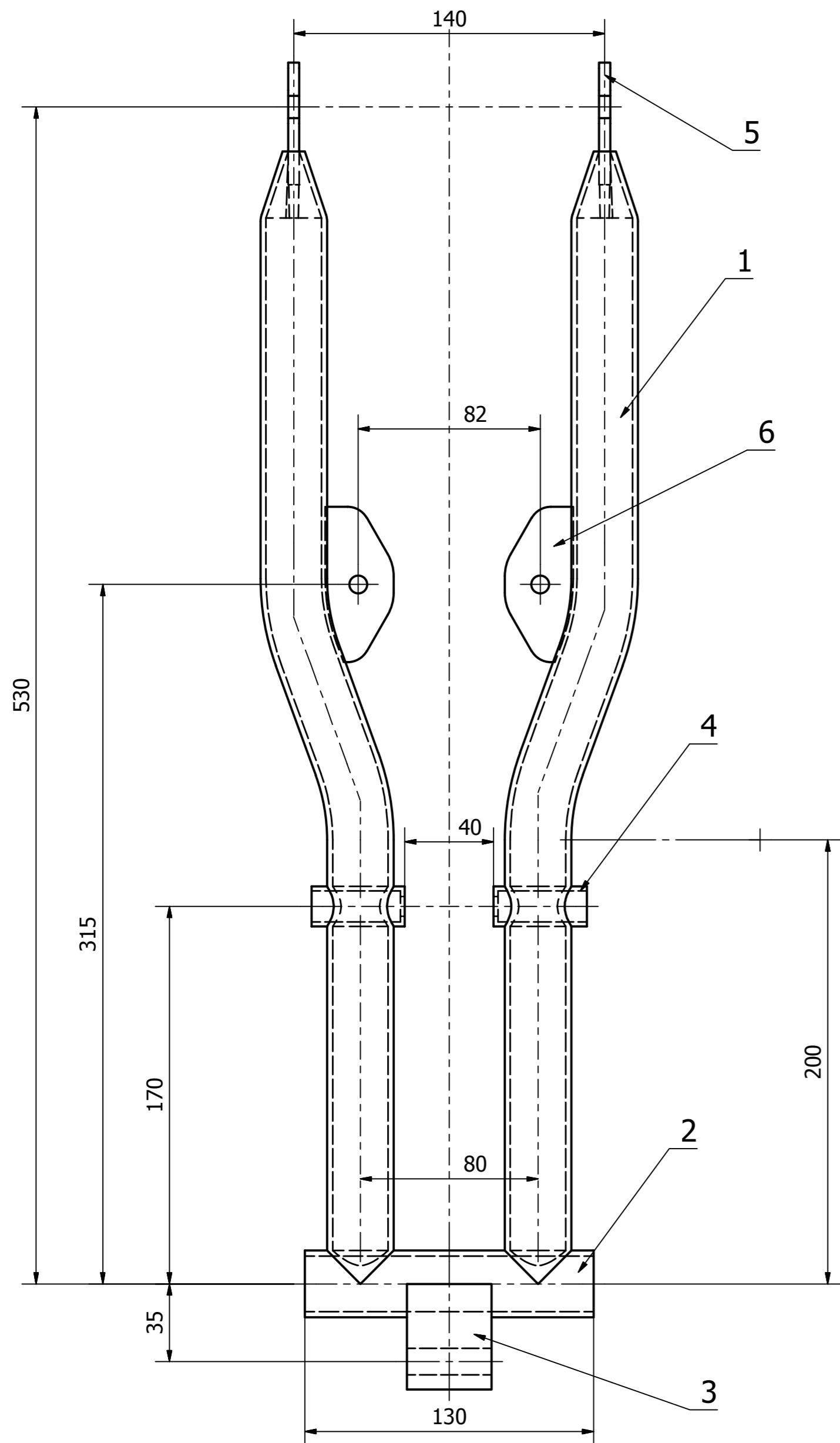


A-A (1 : 1)



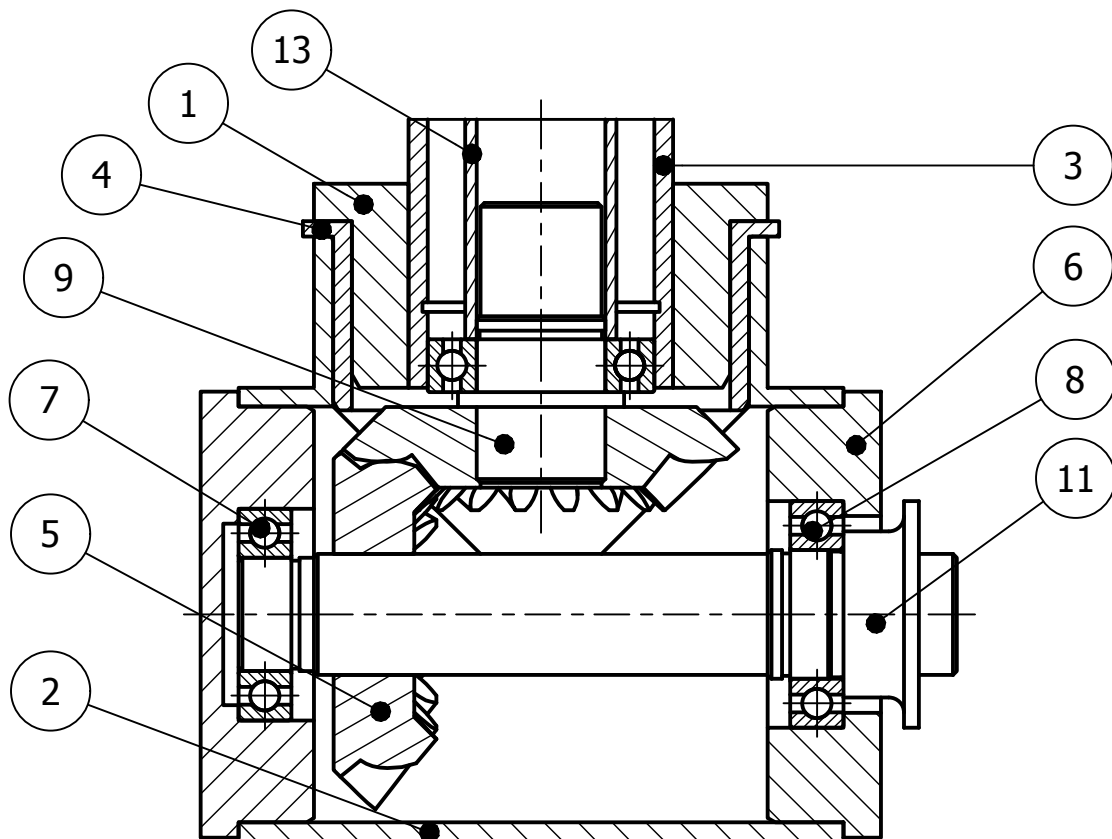
5	Úchyt tlumiče		11 600	2
4	Úchyty k hlavnímu rámu	Ø 18 x 3	11 600	2
3	Příčná trubka	Ø 12 x 2	11 600	2
2	Nosná trubka zahnutá	Ø 14 x 2,5	11 600	1
1	Nosná trubka	Ø 14 x 2,5	11 600	1
POZICE	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS	MATERIÁL	KS

PROMÍTÁNÍ	MĚŘÍTKO	PŘESNOST ISO 2768 - mK	HMOTNOST	INDEX	ZMĚNA
	1:1	TOLEROVÁNÍ ISO 8015	0,373 kg		
		MATERIÁL ROZMĚR - POLOTOVAR			
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		KRESLIL Bc. Filip Hrdlička	DATUM 7. 5. 2015	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY	
		TECH. REFERENT	DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
		SCHVÁLIL	DATUM	TYP DOKUMENTU	
		NÁZEV	ISO 16016	Číslo výkresu	
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		Dolní vidlice		Handbike.02	
				LIST/LISTŮ 1 / 1	



POZICE	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS	MATERIÁL	KS	
6		Úchyt brzdy	Hliník 6061	2	
5		Úchyt kola	Hliník 6061	2	
4		Úchyt tlumiče	Ø 18 x 2	Hliník 6061	2
3		Úchyt k hlavnímu rámu	Hliník 6061	1	
2		Příčná trubka	Ø 30 x 2,5	Hliník 6061	1
1		Nosná trubka	Ø 30 x 3	Hliník 6061	2

PROMĚTÁNÍ		MĚŘÍTKO	PŘESNOST ISO 2768 - mK	HMOTNOST	INDEX	ZMĚNA
1:2		1:2	TOLEROVÁNÍ ISO 8015	0,861 kg		
		KRESLIL Bc. Filip Hrdlička TECH. REFERENT SCHVÁLIL		DATUM 15. 5. 2015 DATUM DATUM		ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK TYP DOKUMENTU
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		NÁZEV Zadní vidlice		ISO 16016 Číslo výkresu Handbike.03		LIST/LISTŮ 1/1



13	Hridel_prostredni_duta	Ocel	1
12	ISO 4762 - M6 x 10	Nerezová ocel 440C	2
11	Hridel_dolni	11 600	1
10	Kluzné pouzdro		2
9	Hridel_prostredni	11 600	1
8	DIN 625 SKF - SKF 61903-2RS1	Ocel, měkká	2
7	DIN 625 SKF - SKF 61902-2RS1	Ocel, měkká	1
6	Krytka_drzaku_nepruchozi	Hliník 6061	2
5	Soukoli_kuzelove	37Cr4	1
4	Kluzné pouzdro		1
3	Tyc_rizeni	Hliník 6061	1
2	Trubka_dolni	Hliník 6061	1
1	Osazeni_ridici_tyce	Hliník 6061	1
POZICE	ČÍSLO SOUČÁSTI	MATERIÁL	KS

PROMÍTÁNÍ 	MĚŘÍTKO 1:1	PŘESNOST ISO 2768 - mK TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST Není k dispozici	INDEX	ZMĚNA
<p>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p>		MATERIÁL		ROZMĚR - POLOTOVAR	
		KRESLIL Bc. Filip Hrdlička	DATUM 11. 5. 2015	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY	
		TECH. REFERENT	DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
		SCHVÁLIL	DATUM	TYP DOKUMENTU	
NÁZEV		ISO 16016	Číslo výkresu		
Řízení		Handbike.04		LIST/LISTŮ 1 / 1	
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ					