

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

HANDBIKE DO LEHKÉHO TERÉNU

Bc. Zdeněk Kyncl

Diplomová práce

2011

UNIVERSITY OF PARDUBICE
JAN PERNER TRANSPORT FACULTY

HANDBIKE FOR EASY TERRAIN

Bc. Zdeněk Kyncl

Graduation thesis

2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Zdeněk KYNCL**
Osobní číslo: **D09661**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**
Název tématu: **Handbike do lehkého terénu**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

1. Úvod
2. Konstrukční návrh a výpočty
3. Technologické zpracování
4. Povrchová úprava
5. Závěr

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

- [1] LEINVEBER J., ŘASA J., VÁVRA P., Strojnické tabulky, třetí doplněné vydání, Praha : Scientia, 2000, 985 stran, ISBN 80-7183-164-6
- [2] VLK FRANTIŠEK, Dynamika motorových vozidel : jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, řízení, ovladatelnost, stabilita, 2. vyd., Brno : Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2005, 434 stran, ISBN 80-239-0024-2
- [3] VLK FRANTIŠEK, Podvozky motorových vozidel, 3. aktualizované vydání, Brno : Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 464 stran, ISBN 80-239-6464-X (brož.)
- [4] GRAY DANIEL, HOA SUONG.V, Composite materials design and applications, second edition, New York: CRC Press, 548 stran, ISBN 1-4200-4519-9
- [5] BENEŠ LIBOR, BORKOWSKI STANISLAV, ŠVANDA PAVEL, ULEWICZ ROBERT, SELEJDAK JACEK, Technické materiály (nejen) pro dopravní techniku, Pardubice : Univerzita Pardubice, 2010, 203 stran, ISBN 978-80-7395-248-8
- [6] Hliník a slitiny hliníku - Chemické složení a druhy tvářených výrobků - část 3: Chemické složení a druhy výrobků, ČSN EN 573-3 42 1401, Praha : XEROX ČR. s.r.o, 2008, 40 stran
- [7] Hliník a slitiny hliníku - Lisované tyče, trubky a profily - část 2: Mechanické vlastnosti, ČSN EN 755-2 42 4086, Praha : Český normalizační institut, 1999, 48 stran
- [8] Vhodné podklady firem vyrábějících jízdní kola

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jan Pokorný

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce:


25. února 2011

Termín odevzdání diplomové práce:

23. května 2011


prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.


Ing. Ivo Šefčík, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 25. února 2011

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 18.05.2011

Bc. KYNCL Zdeněk

Poděkování :

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu své diplomové práce Ing. Janu Pokornému, Ph.D.

Poděkování patří i mojí rodině, přítelkyni a přátelům za jejich podporu.

NÁZEV PRÁCE

Handbike do lehkého terénu

Abstrakt

Práce je věnována koncepci ručně poháněného vozidla pro osoby s postižením, či ztrátou dolních končetin, určeného do lehkého terénu, tedy na polní cesty travnaté plochy a další podobné vyjížďky do přírody mimo zpevněné komunikace.

Klíčová slova

Handbike, paraplegik, postižení dolních končetin, lehký terén

Počet stran : 65, počet obrázků : 36, počet tabulek : 10, počet příloh : 4

TITLE

Handbike for easy terrain

Abstract

The thesis is devoted to the concept of manually driven vehicles for people who have a physical handicap or have lost legs. The vehicle is designated for the light terrain, the lawn and other similar rides in the countryside outside the paved road.

Keywords

Handbike, paraplegic, physical handicap, light terrain

Number of pages: 65, number of pictures: 36, number of tables: 10, number of enclosures: 4

Bibliografická citace:

KYNCL, Z. Handbike do lehkého terénu. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2011. 65 stran + 4 přílohy. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pokorný Ph.D..

OBSAH

ÚVOD	10
1. ANALÝZA STÁVAJÍCÍHO STAVU	11
1.1. KOLO PRO SJEZD KOPCŮ.....	12
1.2. PŘÍDAVNÉ KOLO PRO POHON INVALIDNÍHO VOZÍKU.....	13
1.3. SPECIALIZOVANÁ KONSTRUKCE SILNIČNÍHO HANDBIKE.....	14
2. KONSTRUKČNÍ OMEZENÍ A POŽADOVANÉ PARAMETRY	17
3. KONCEPČNÍ NÁVRHY VOZIDLA	20
3.1. DRUH KOL	20
3.2. VELIKOST KOL	21
3.2.1. Průjezd brodem.....	21
3.2.2. Překonání příkopu	22
3.2.3. Překonání svislého stupně	23
3.3. POČET NÁPRAV A KOL.....	24
3.4. URČOVÁNÍ SMĚRU JÍZDY	26
3.5. POHON KOL.....	27
3.6. KONCEPCE RÁMU	28
3.7. KONCEPCE ODPRUŽENÍ	32
3.8. KONCEPCE NÁPRAV	34
3.8.1. Náprava Mc Pherson	34
3.8.2. Lichoběžníková náprava	34
3.8.3. Kliková náprava	34
3.8.4. Ostatní systémy náprav	35
3.9. KONCEPCE BRZDOVÉHO SYSTÉMU.....	35
3.9.1. Provozní brzdy	35
3.9.2. Parkovací brzdy	37
3.10. KONCEPCE OVLÁDACÍHO A POHONNÉHO ÚSTROJÍ.....	39
4. KONSTRUKČNÍ NÁVRHY A VÝPOČTY	41
4.1. ŘETĚZOVÝ PŘEVOD.....	41
4.2. ZADNÍ NÁPRAVA	46
5. TECHNOLOGICKÉ ZPRACOVÁNÍ.....	52
5.1. ZPEVŇOVÁNÍ (VYTVRZOVÁNÍ) HLINÍKOVÉ SLITINY.....	52
5.2. ŘEŠENÍ SVAROVÉHO SPOJOVÁNÍ.....	52
5.3. SVAŘOVÁNÍ METODOU TIG (METODA 141).....	53

5.4.	BODOVÉ SVAŘOVÁNÍ.....	54
6.	POVRCHOVÁ ÚPRAVA	57
6.1.	HLINÍKOVÉ SLITINY.....	57
6.2.	KOROZIVZDORNÁ OCEL	57
6.3.	OSTATNÍ OCELOVÉ SOUČÁSTI	58
6.4.	MĚDĚNÉ SOUČÁSTI	58
6.5.	DŘEVĚNÉ SOUČÁSTI.....	58
6.6.	GUMOVÉ SOUČÁSTI.....	59
6.7.	PLASTOVÉ SOUČÁSTI	59
7.	ZÁVĚR	60
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	61
	SEZNAM TABULEK	63
	SEZNAM OBRÁZKŮ	63
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A ZDROJŮ	64
	SEZNAM PŘÍLOH	65

ÚVOD

Nejen v naší republice přibývá ročně, několik stovek paraplegiků. Často se jedná o mladé energické lidi, kteří jsou vinou převážně autonehod či jiných úrazů připoutáni na invalidní vozík, nebo hůře na lůžko. Po náročném léčení a rehabilitaci se tito lidé vracejí do života a přes všechny obtíže stále neztrácejí chuť a elán sportovat.

Pro posílení psychického stavu těchto lidí je vhodné, aby se věnovali sportu společně se zdravými přáteli. Jedním ze sportů může být například jízda na kole.

Většina v současné době dodávaných specializovaných jízdních kol, zvaných handbike, je konstrukcí tříkolá, bez odpružení. Pro jízdu po zpevněných cestách je tato koncepce vyhovující, problém však nastává při nerovnostech vozovky. Již pohyb po trávníku, nebo polní cestě je však na těchto neodpružených strojích obtížný a někdy i nemožný.

Rád bych tedy ve své práci navrhl specializované jízdní kolo, které by umožňovalo výlety po polních cestách, hrbolatých trávnících a mírným terénem, čímž by se vyplnila mezera, která na trhu se sportovními pomůckami této třídy existuje.

Cílem práce je navrhnout koncepci celého vozidla a vypočítat rozměry některých částí podvozku, které budou univerzální, to znamená že nepodléhají směrnícím a požadavkům příslušných států pro zařízení, pomůcky a sportovní náčiní určené osobám s tělesným postižením a konkrétním nuancím daným druhem a stupněm tělesného postižení řidiče.

Bude se jednat hlavně o návrh velikosti a počtu kol a plášťů, koncepci pohonu a řízení, koncepci rámu, koncepci pružících jednotek a koncepci brzdového systému.

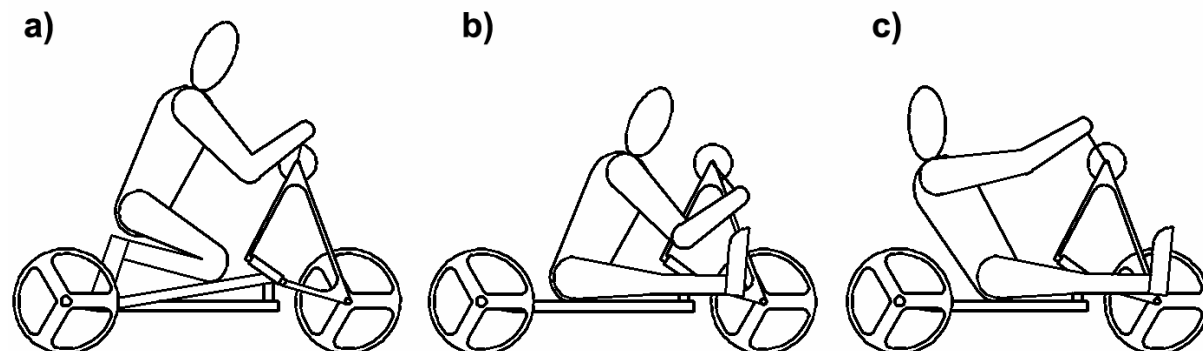
Ke konstrukčním návrhům a výpočtům pak bude přistoupeno u náprav a systému pohonu.

Návrh koncepce a konstrukce sedadla, ovládacích pák a dalších prvků nebude řešen.

1. Analýza stávajícího stavu

Jízdní kolo pro paraplegiky (dále jen handbike) vzniklo v USA v roce 1983. V Evropě se první modely objevily v roce 1990, což inspirovalo mnoho handicapovaných sportovců k návratu ke sportu. První závody se pak konaly v roce 1993 ve Švýcarsku. Rychlostní průměr při závodech je až 40 km/h což je srovnatelné s běžnými jízdními koly. [1]

Handbike je běžně tvořen třemi, nebo výjimečně čtyřmi koly, uchycenými v pevném rámu s pohonem předního kola. Mechanická síla k pohonu handbiku je vždy vyvolána horními končetinami. Rám handbiku je svařen z ocelových či duralových profilů a tvoří základní konstrukci pro posazení sportovce, uchycení jeho nohou (pokud nohy má) a dalších nezbytností. Rám a přední vidlice jsou atypické, ostatní díly jsou však shodné se standardním jízdním kolem. Využití běžných součástí umožňuje opravu handbiku v běžném cykloservisu a není tedy nutné vyhledávat specializovaný servis. U tříkolé verze je poháněno přední kolo a jako jediné kolo je brzděné a to dvěma na sobě nezávislými brzdami. Jezdec na kole sedí s nohama nataženými dopředu (sit position obr. 1b,c), nebo klečí (knee position obr. 1a). První pozice je vhodná pro dlouhé rovné tratě a časově dlouhé vyjížděky. Druhá pozice je pak vhodná pro členitější terén, protože jezdec může vyvinout vyšší trakční sílu při stejném zpřevodování obou variant.



Obr. 1 Poloha jezdce na Handbiku [2]

Současný trh se zdravotními, kompenzačními a sportovními pomůckami pro paraplegiky nabízí tři základní druhy handbiků popsané níže.

1.1. Kolo pro sjezd kopců

Jak již název sám napovídá, tento druh kola je vhodný jen pro sjezd z kopce dolů. Absence pohonného systému ani jiný pohyb než pomocí gravitační síly neumožňuje. Typickou konstrukci představují obr. 2. a obr. 3. Jedná se tedy o jakousi obdobu sportu známého pod anglickým názvem Downhill. Jezdec je však zcela odkázán na kopec a na rovině není schopen kolu dodávat trakční sílu. Konstrukce sjezdového handbiku je, jako jediná z vyráběných konstrukcí, tvořena vidlicemi odpruženými zpravidla pomocí vinutých pružin a tlumenými tlumiči v koaxiálním uspořádání s vinutou pružinou. Tento typ pružení a tlumení je běžný u zadních vidlic konvenčních jízdních kol. Řízení je pak vybaveno dynamickým tlumičem řízení, který omezuje rázy do řídítek při rychlém přejezdu nerovností a tím zvyšuje bezpečnost při sjezdu. Systém dynamického tlumení je běžně používán u motocyklů.



Obr. 2 BPV – bike pro vozíčkáře No Question [3]



Obr. 3 BPV – bike pro vozíčkáře No Question [3]

1.2. Přídavné kolo pro pohon invalidního vozíku

Jedná se o pomocnou konstrukci s kolem rozměru 20“–26“ poháněným ručním pohonem přes řetězový převod. Konstrukce se připevňuje k invalidnímu vozíku tak, aby se malá přední samostavitelná rejdová kola invalidního vozíku zvedla do výšky a přední hnané kolo připevněné konstrukce vytvořilo se zadními koly vozíku trojkolý systém. Tento systém je poměrně univerzální a umožňuje využití vozíku pro běžný pohyb standardním způsobem a zároveň pro zrychlený přesun pomocí kola s řetězovým převodem. Nevýhodou je poměrně značná hmotnost celého systému.

Invalidní vozík rozměrově běžné konstrukce pro zatížení v relaci 100–120 kg má hmotnost od 6,5 kg např. u velmi luxusního QUICKIE HELIUM fy MEDICCO s.r.o. za cenu 60 000 Kč, přes nejběžnějších 12-15 kg např. SpinX či Action 3 fy Sivak bez uvedení ceny, až po 18-19 kg např. BREEZY UniX fy MEDICCO s.r.o. za cenu 8 000 Kč (plně hrazeno pojišťovnou).

Hmotnost pohonného nástavce je obvykle 9–12 kg a lze ho připevnit jen na invalidní vozík kovové pevné konstrukce, tedy ne na skládací invalidní vozíky a na vozíky z nekovových kompozitních materiálů, jako je nejčastěji používaný uhlíkový vláknový kompozit ve formě trubek a oválných profilů.

Hmotnost vhodného vozíku s nástavcem je v nejlepším případě 20 kg, běžně však 26 kg.

Vzhled pohonného nástavce zobrazuje obr. 4., připevnění nástavce k vozíku zobrazuje obr. 5.



Obr. 4 Pohonný nástavec Handbike Challenger [4]



Obr. 5 Pohonný nástavec Handbike Challenger na vozíku K-4 fy Sivák [4]

1.3. Specializovaná konstrukce silničního Handbike

Jak jsem již naznačil výše, na trhu existuje specializovaná silniční verze Handbike. Jedná se o tříkolé vozidlo bez odpružení náprav a sedadla. Přední kolo slouží jako kolo řídicí a zároveň kolo hnací. Zatačení je umožněno změnou odklonu kola. Díky pohonu předního, tedy jediného, kola není nutno řešit rozdílnou obvodovou rychlost vnitřního a vnějšího kola a odpadá tak nutnost použití diferenčního prvku pohonu kol.

Tato konstrukční výhoda je částečně vyvážena nevýhodou v podobě problémů s přenosem trakční síly z předního kola na vozovku.

Typická konstrukce silničního handbiku s pohonem předního kola je zobrazena na obr. 6.



Obr. 6 Závodní silniční handbike z duralu a vláknových kompozitů na bázi uhlíku [5]

Konstrukce handbike s pohonem zadního kola a předními rejdrovými koly je zobrazena na obr .7.



Obr. 7 Handbike s předními rejdrovými koly a jedním zadním poháněným kolem [6]

Většina handbiků v tříkolém silničním provedení je určena pro závodní účely, tudíž je hmotnost vozidla preferována vysoko nad cenou. Cena takového závodního silničního handbiku z uhlíkových vláken dodávaného např. firmou Boom s.r.o. je 150 000 Kč při váze 10,5 kg. Levnější verze QUICKIE Shark z hliníkových slitin od firmy Mediccon s.r.o. stojí 75 500 Kč při váze 14,5 kg. Odlehčení handbiku o 4 kg je tedy vykoupeno téměř dvojnásobnou cenou. Přitom hmotnost hliníkové verze handbiku není vyšší než váha standardního invalidního vozíku (viz. hmotnosti různých druhů invalidních vozíků uvedené v kapitole 1.2).

Cena handbiků je tedy v porovnání s cenami jízdních kol pro zdravé cyklisty a cyklistky značně vysoká a činní z handbiku luxusní a značně nedostupné sportovní načiní.

2. Konstrukční omezení a požadované parametry

Konstrukční omezení jsou dána předpisem, který stanovuje parametry pro zařízení určená paraplegikům.

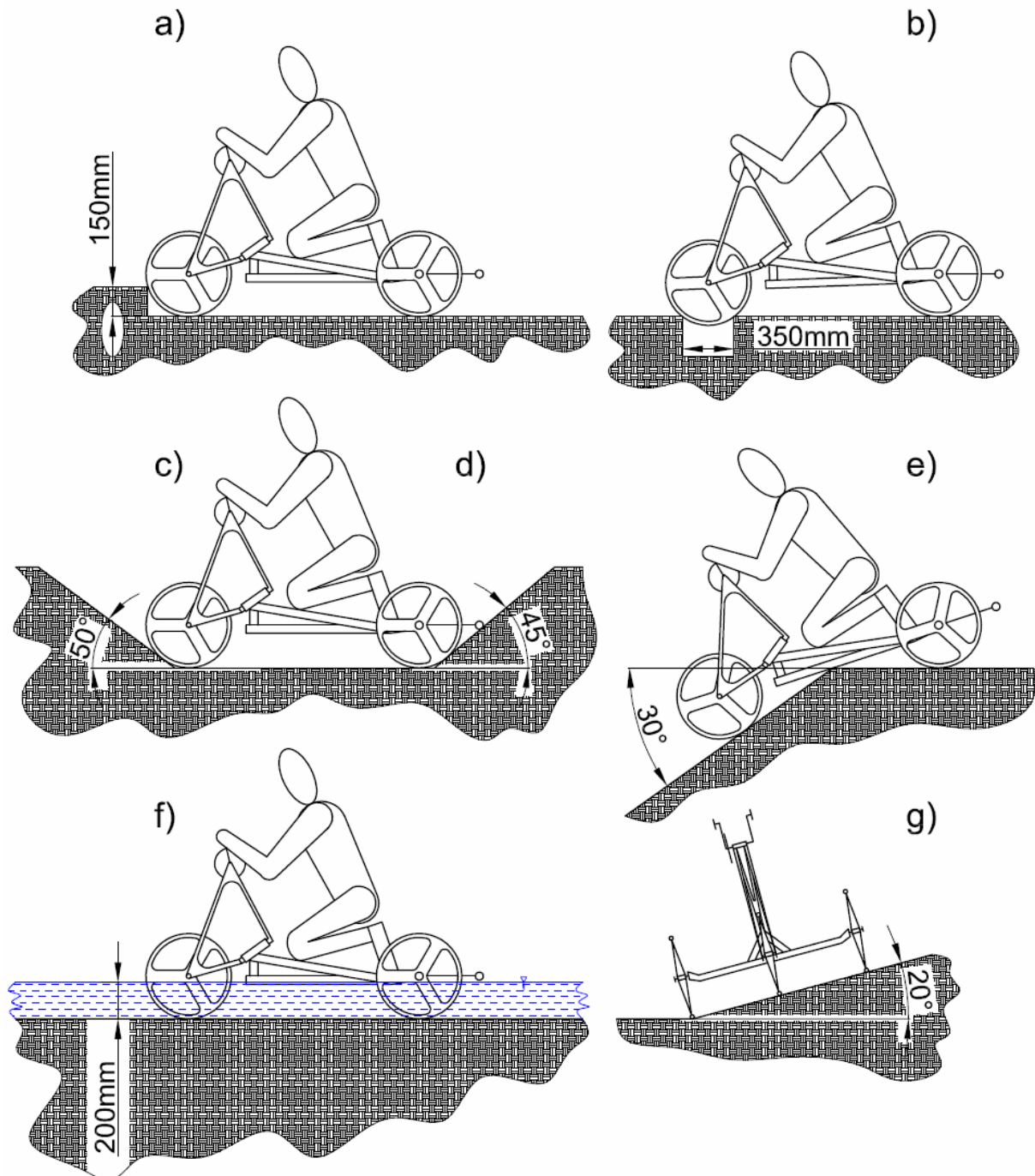
Handbike bude provozován v terénu i na pozemních komunikacích, proto při konstrukci nesmíme ignorovat platné znění zákona 56/2001Sb. o provozu na pozemních komunikacích.

Dále jsou to pak parametry a požadavky vzešlé při konzultacích s paraplegiky.

Tab. 1 Konstrukční omezení a požadavky na handbike [7]

Parametr	Požadavek a popis parametr	Hodnota
Výška posedu	Přizpůsobit konkrétní obsluze podle zvyku z invalidního vozíku	50cm
Šířka posedu	Přizpůsobit konkrétní obsluze podle zvyku z invalidního vozíku	45 - 50cm
Hloubka posedu	Přizpůsobit konkrétní obsluze podle zvyku z invalidního vozíku	40 - 50cm
Úhel opěradla	Sklon opěradla stavitelný, samostatně stavitelná opěrka hlavy	85 - 135°
Hmotnost vozidla	Hmotnost celku se základní výbavou	méně než 20kg
Minimální zdolatelná výška svislého stupně	Viz obr.7a	150mm
Minimální zdolatelná šířka příkopu	Viz obr.7b	350mm
Nájezdový úhel přední	Viz obr.7c	50°
Nájezdový úhel zadní	Viz obr.7d	45°
Nájezdový úhel na rampu	Viz obr.7e	30°
Brodivost bez přípravy	Viz obr.7f	200mm
Hmotnost obsluhy	Zahrnuje čistou hmotnost obsluhy s nutnými kompenzačními pomůckami, např. protézy, endoprotézy apod.	50 - 120kg
Hmotnost nákladu	Náklad připevněn na nosiči nákladu	min. 15kg
Minimální vnější poloměr zatáčení	Minimální poloměr kruhu ve kterém může handbike trvale jezdit při nízké rychlosti	3m
Stoupavost	Maximální překonatelný sklon terénu při nepřekročení max.síly vyvinuté horními končetinami	20°
Max. provozní rychlost	Rychlost srovnatelná s běžným jízdním kolem	
Max. síla horních končetin při pohonu		Nebyla dosud určena
Směr pohybu	Pohyb dopředný pomocí "pedálů", pohyb reverzní jiným způsobem, avšak výhradně pomocí síly řidiče, bez nutnosti vnějšího zásahu druhou osobou	
Systém provozních brzd	Minimálně dvouokruhový nezávislý systém ovládaný ručně bez nutnosti "pouštět" řídítka	
Systém parkovací brzdy	Musí umožňovat trvalé zabrzdění bez nutnosti soustavného vývinu ovládací síly řidičem	

Další požadavky: Možnost připojit jednokolový a dvoukolový přívěs za jízdní kolo, komerční konstrukce, možnost instalace pomocného elektromotoru.



Obr. 8 Konstrukční omezení a požadavky na handbike [8]

Parametry pro rozhodování

Pro usnadnění a zjednodušení volby celkové koncepce vozidla a volby konstrukčních materiálů budou stanovena porovnávací kritéria. Celkové hodnocení zvolené koncepce bude vyplývat z váženého průměru jednotlivých porovnávaných kritérií. Pro volbu materiálů platí stejný postup.

Tab. 2 Váha parametrů pro určení vhodnosti koncepce handbike

Hodnocený parametr	Váha parametru
Hmotnost	35 %
Jízdní pohodlí	25 %
Dodržení požadovaných parametrů	20 %
Cena	10 %
Opravitelnost	10 %
Celkem	100 %

Tab. 3 Váha parametrů pro určení konstrukčních materiálů

Hodnocený parametr	Váha parametru
Hmotnost	35 %
Dodržení požadovaných parametrů	30 %
Cena	20 %
Zpracovatelnost	10 %
Povrchová úprava	5 %
Celkem	100 %

3. Koncepční návrhy vozidla

Jako první krok bude uvažena konstrukční koncepce celého vozidla. Následně pak bude vybraná koncepce vozidla rozpracována do stádia konstrukčních návrhů a vybrané konstrukční návrhy budou doplněny ověřujícími konstrukčními výpočty, popřípadě bude provedena optimalizace jednotlivých prvků. Optimalizace proběhne směrem k návrhu ideálního materiálu, odlehčení konstrukce, technologickému zpracování materiálu a volbě povrchové úpravy.

3.1. Druh kol

Pro vozidlo typu handbike, je možno použít několik druhů ráfků a pláštů běžně používaných pro jízdní kola. V první řadě budou navrženy některé vhodné pláště a k nim pak vhodné ráfky, náboje a další příslušenství.

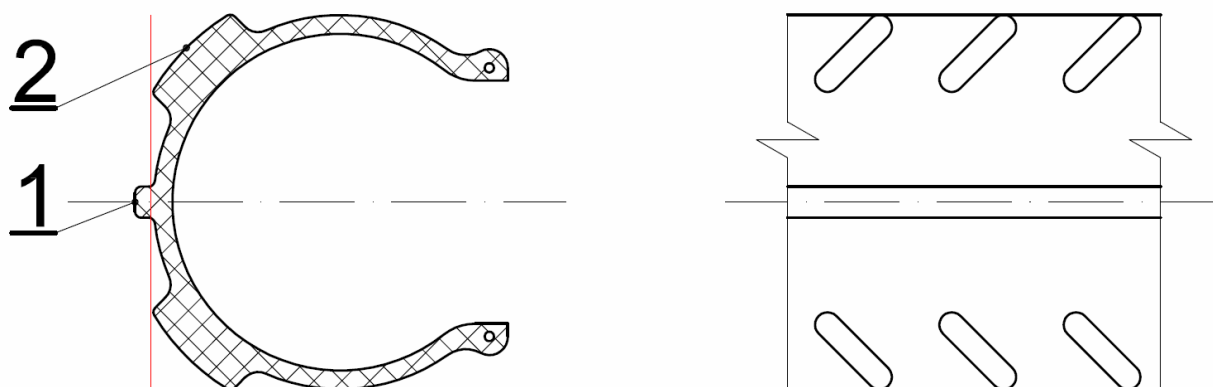
Podobně jako v automobilovém průmyslu, začínají se i v cyklistice prosazovat koncepce bezdušových pláštů. Dříve byly bezdušové pláště koncipovány formou uzavřené tlakové nádoby toroidního tvaru vyrobené z vulkanizované gumy tzv. galusky. Tento trend se dnes opouští a to hlavně kvůli špatné opravitelnosti případného defektu. Dnešní bezdušové systémy jsou podobné systémům automobilovým, tedy samostatný ráfek a samostatný plášť, které dohromady tvoří bezdušový systém. Převod klasického ráfku, s drátovým výpletem, na bezdušový systém je snadný pomocí konverzní sady. Plášť který není uzavřen a je tedy po demontáži přístupný z obou stran je v případě poruchy snadno vyměnitelný, zároveň je snadnější jak montáž tak i demontáž pláště z ráfku. Pro účely naší konstrukce handbike je možno použít jak dušový tak bezdušový systém a pro většinu majitelů bude rozhodující hlavně finanční stránka.

Podle preferovaného terénu bude tedy nejprve zvolena šířka pláštů a jejich dezén. Pro většinu lehkých terénů se může šířka pláště pohybovat v rozmezí 1,75“–2,25“. Větší šířka pláště snižuje bořivost v terénu, ale zároveň zvyšuje jízdní odpor. Proto výrobci cyklistických pláštů přišli s řešením terénního dezénu se středovým silničním dezénem obr. 9. Po zpevněné vozovce jede plášť po vystouplém středovém pásu (obr. 9 - poz.1) a v terénu při proboření začíná trakční sílu přenášet i boční terénní dezén (obr. 9 - poz.2).

Podle zvoleného pláště, hlavně jeho šířky, bude zvolen vhodný ráfek z hliníku nebo oceli pro výplet dráty, popřípadě plastový či kompozitní při konstrukci kola s loukotěmi či plnými bočnicemi.

Loukoťová kola se prosazují hlavně v závodní rychlostní sféře, ale do terénu není jejich konstrukce nejvhodnější. Výplet ráfku pomocí drátů patřičného průměru je lehký a zároveň i do jisté míry pružný, což je pro jízdu v terénu nanejvýš vhodné. Drátový výplet umožňuje, v případě poškození, dojetí do servisního místa, domů, nebo opravu na místě, což u loukoťového kola není v mnoha případech možné.

Při požadavcích na maximální aerodynamické vlastnosti je možno do výpletu využít drátů válcovaných s proměnnou tloušťkou, popřípadě orientovaně válcovaných, kdy drát nemá kruhový průřez, ale průřez elipsovitého či obdélníkového.



Obr. 9 Plášť kola s kombinovaným silničním a terénním dezénem [8]

3.2. Velikost kol

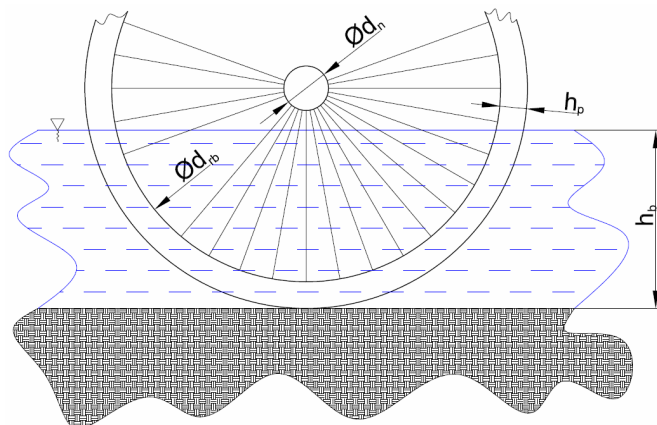
O minimální velikosti kol rozhodne několik faktorů z tab. 1 „Konstrukční omezení a požadavky na handbike“. Bude se jednat přednostně o brodivost bez přípravy obr. 8f, minimální zdolatelná šířka příkopu obr. 8b minimální zdolatelná výška svislého stupně obr.8a.

3.2.1. Průjezd brodem

Při brodění je nutné zajistit aby voda nenatekla do ložiskové části náboje kola a též do systému brzdového ústrojí. Protože handbike nemá žádný zdroj tlakových plynů, které by se vpouštěly do nábojů kol a tím vytvářely vnitřní přetlak zabraňující vnikání vody, je nutné udržet náboje kol po celou dobu brodění nad vodou. Proti vnikání vody krátkodobým přelitím či odstříknutím vody jsou náboje chráněny ucpávkami.

Pro brodění vodou o hloubce 200 mm bude poloměr ráfku vypočítán přibližně následovně.

$$d_{rb} = 2 \cdot (h_b - h_p) + d_n = 2 \cdot (200 \text{ mm} - 25,4 \text{ mm}) + 50 \text{ mm} = 399,2 \text{ mm} = 15,72'' \quad (1)$$



Obr. 10 Brodící se kolo – rozměrové poměry [8]

Kde h_p – výška pláště (nejmenší výška pláště je běžně 1“ = 25,4 mm),

d_{rb} – průměr ráfku,

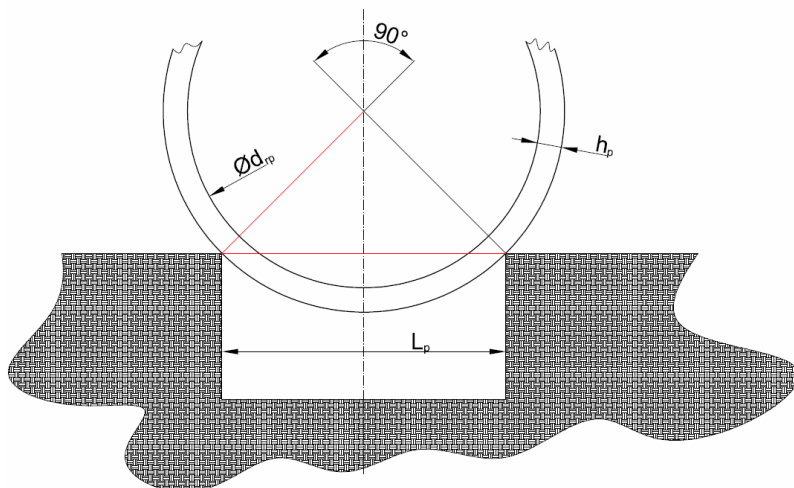
d_n – průměr náboje, který nesmí být potopen (pro nejpoužívanější náboj $d_n = 50$ mm),

h_b – maximální hloubka brodu.

3.2.2. Překonání příkopu

Pro zdolání příkopu je nutné, aby vrcholový úhel trojúhelníku s vrcholy tvořenými středem kola a průsečíky kola opřeného o hrany příkopu a tohoto příkopu nepřekročil 90° . Proto minimální velikost ráfku vypočítáme podle vzorce.

$$d_{rp} = 2 \cdot \left(\frac{\frac{L_p}{2}}{\sin \frac{90^\circ}{2}} - h_p \right) = \frac{L_p}{\sin 45^\circ} - 2 \cdot h_p = \frac{350 \text{ mm}}{\sin 45^\circ} - 2 \cdot 25,4 \text{ mm} = 444,2 \text{ mm} = 17,49'' \quad (2)$$



Obr. 11 Přejezd příkopu – rozměrové poměry [8]

Kde h_p – výška pláště (nejmenší výška pláště je běžně 1" = 25,4 mm),

d_{rp} – průměr ráfku,

L_p – délka zdolávaného příkopu.

3.2.3. Překonání svislého stupně

Pro zdolání svislého stupně je nutné, aby úhel trojúhelníku daného na obr. 12 „Zdolání svislého stupně – rozměrové poměry“, nepřekročil pro hnací kola 30° . Proto bude minimální velikost ráfku vypočítána podle vzorce.

$$d_{rs} = 2 \cdot (r_k - h_p) \quad (3)$$

$$c = \frac{h_s}{\sin 30^\circ} = \frac{150 \text{ mm}}{\sin 30^\circ} = 300 \text{ mm}$$

$$\gamma = 180^\circ - 2 \cdot \beta = 180^\circ - 2 \cdot 60^\circ = 60^\circ$$

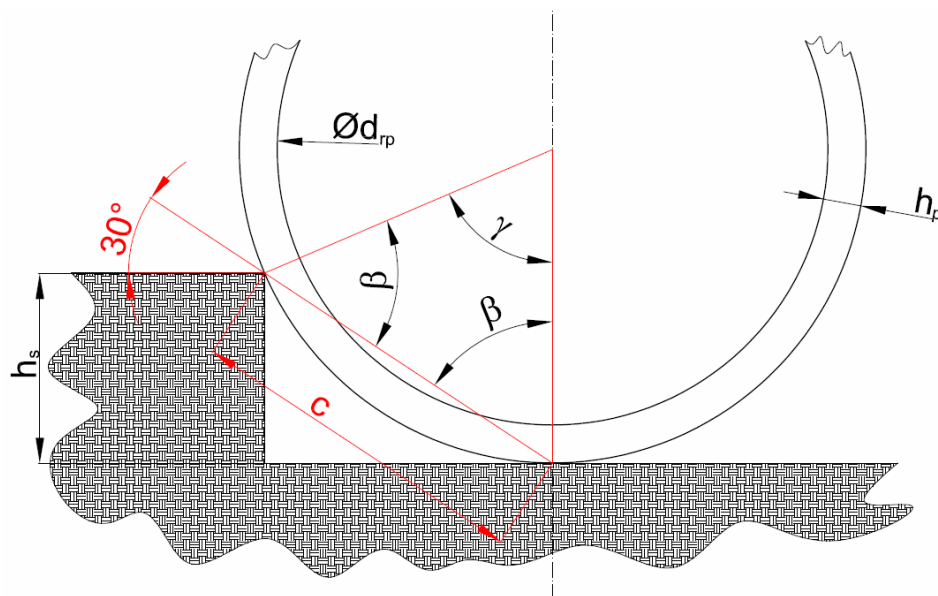
$$c^2 = r_k^2 + r_k^2 - 2 \cdot r_k \cdot r_k \cdot \cos \gamma$$

$$c^2 = 2 \cdot r_k^2 - 2 \cdot r_k^2 \cdot \cos \gamma$$

$$c^2 = 2 \cdot r_k^2 \cdot (1 - \cos \gamma)$$

$$r_k = \sqrt{\frac{c^2}{2 \cdot (1 - \cos \gamma)}} = \sqrt{\frac{300^2 \text{ mm}^2}{2 \cdot (1 - \cos 60^\circ)}} = 300 \text{ mm}$$

$$d_{rs} = 2 \cdot (r_k - h_p) = 2 \cdot (300 \text{ mm} - 25,4 \text{ mm}) = 549,2 \text{ mm} = 21,62''$$



Obr. 12 Zdolání svislého stupně – rozměrové poměry [8]

Kde h_p – výška pláště (nejmenší výška pláště je běžně 1" = 25,4 mm),

d_{rs} – průměr ráfku,

h_s – výška zdolávaného svislého stupně,

r_k – průměr celého kola.

Porovnáním minimálních průměrů ráfku kol, získaných z různých podkladů, bude vybrán největší minimální průměr a poté bude určen rozměr ráfku podle řady běžně vyráběných ráfků.

Tab. 4 Rozměry kol určené podle překonávaných překážek

Situace	Průměr ráfku
Překonání brodu	15,72"
Překonání příkopu	17,49"
Překonání svislého stupně	21,62"

Vyráběná rozměrová řada ráfků do lehkého terénu – 16"; 20"; 24"; 26"; 28"

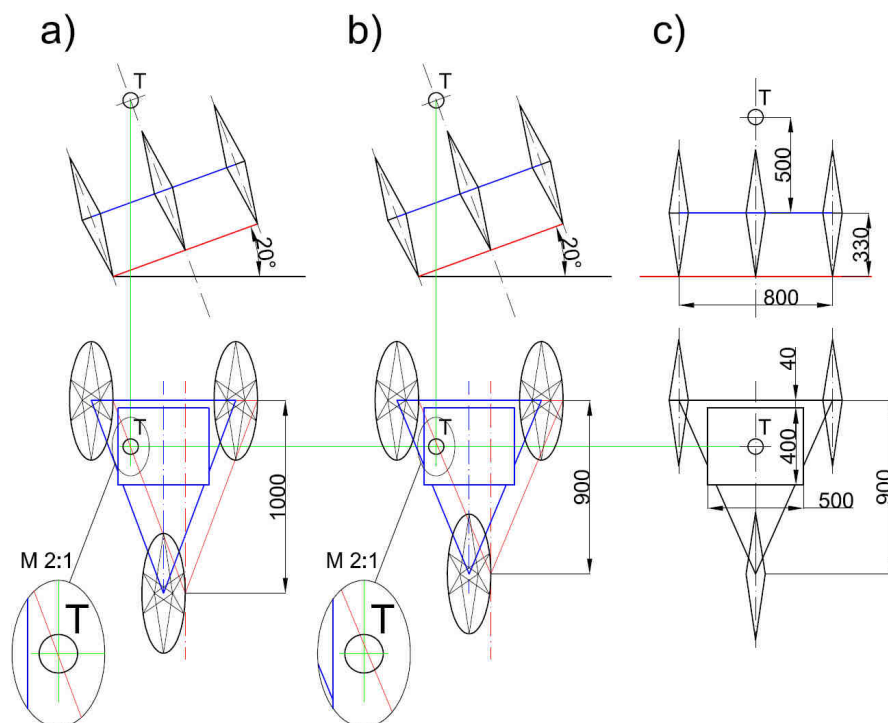
Větší průměr ráfků zaručuje handbiku lepší průjezdnost terénem, ale zároveň klade větší nároky na prostor pro kola při natočení do rejdu. Konečná velikost kol bude volena co největší s ohledem na konstrukční řešení samotného nosného rámu. Velikost kol nebude menší, než minimální vypočtená velikost.

Protože velikost kol bude větší, než minimální vypočtená velikost, bude vhodné zpětně přepočítat skutečné mezní podmínky pro navržený handbike.

3.3. Počet náprav a kol

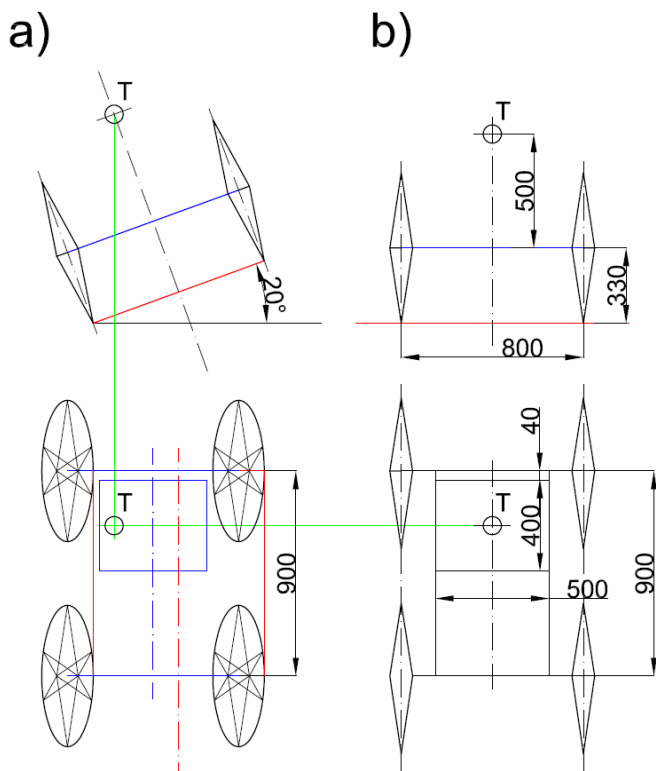
Handbike je určen pro paraplegiky, proto musí umožňovat samostatné stání bez jakékoli dodatečné podpěry, např. opření pomocí nohou a podobně. Z toho důvodu je nutné handbike konstruovat jako vícestopé vozidlo. V úvahu přichází konstrukce tříkolá třístopá v režimu 1+2 nebo 2+1. Druhou možností je koncepce dvounápravového dvoustopého vozidla.

Pro určení vhodné koncepce je nutné ověřit stabilitu na nakloněné rovině, v tabulce požadavků (tab. 1) označeno jako boční náklon. Pro určení stability bylo použito grafické řešení, které je přehledné a jasně ukazuje porovnání dvou různých uvažovaných rozvorů 1000 mm (obr. 13a) „Stabilita trojúhelníkové konstrukce“ a 900 mm (obr. 13b) „Stabilita trojúhelníkové konstrukce“.



Obr. 13 Stabilita trojúhelníkové konstrukce [8]

Jak je z obrázku vidět, při rozvoru 900mm se těžiště jezdce, při jízdě po nakloněné rovině se sklonem 20° , dostává mimo podstavu, což signalizuje nestabilitu. Při rozvoru 1000mm je těžiště nad podstavou, což signalizuje stabilitu. Těžiště je však tak blízko obrysu podstavy, že existuje maximální riziko převrácení i při minimálním posunu těžiště jezdce vzhůru.



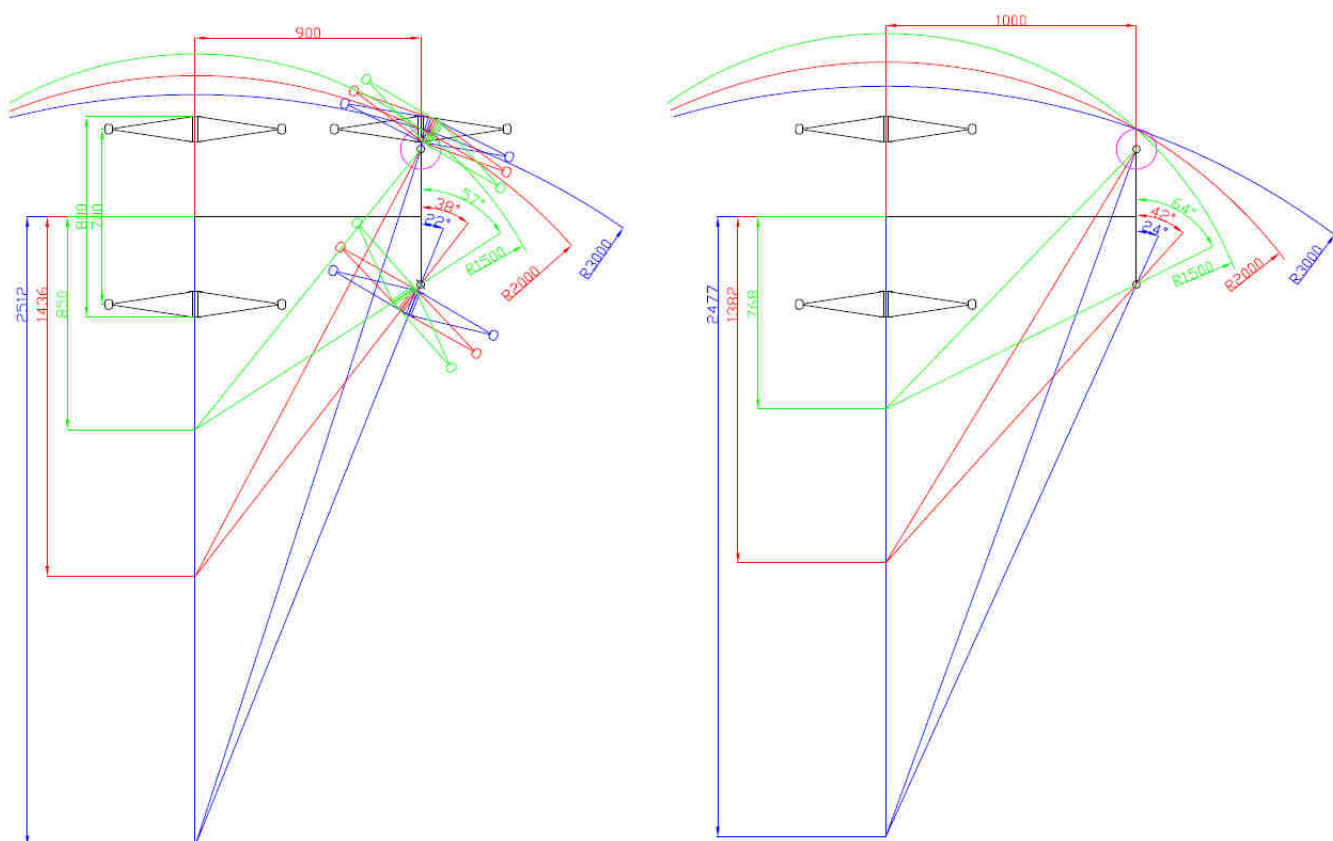
Obr. 14 Stabilita dvounápravové dvoustopé konstrukce [8]

U dvounápravové dvoustopé verze zůstává těžiště nad podstavou i při mnohem větším bočním náklonu a proto je čtyřkolá verze mnohem stabilnější a pro účel terénního handbike mnohem vhodnější. Pro zlepšení poměrů na nakloněné rovině je vhodné konstrukci doplnit o stabilizační prvek navázaný přímo na nápravy, např. příčný stabilizátor.

3.4. Určování směru jízdy

Pro změnu směru jízdy je možné použít princip rejdových kol, nebo rejdové nápravy. Protože vozidlo má plánovaný malý rozvor náprav, v podstatě srovnatelný s rozchodem kol nápravy, je koncepce rejdových kol jediným použitelným konstrukčním řešením.

Velikost úhlů natočení kol pro požadovaný vnější poloměr zatáčení a pro další menší poloměry jsou pro dva různé předpokládané rozvory náprav zobrazeny na obr. 15. Menší rozvor náprav (900 mm) je rozpracován kompletně s ukázkou polohy rejdových kol, větší rozvor (1000 mm) je rozpracován ve zjednodušeném nákresu.



Obr. 15 Velikost úhlu natočení kol pro různé vnější poloměry zatáčení [8]

3.5. Pohon kol

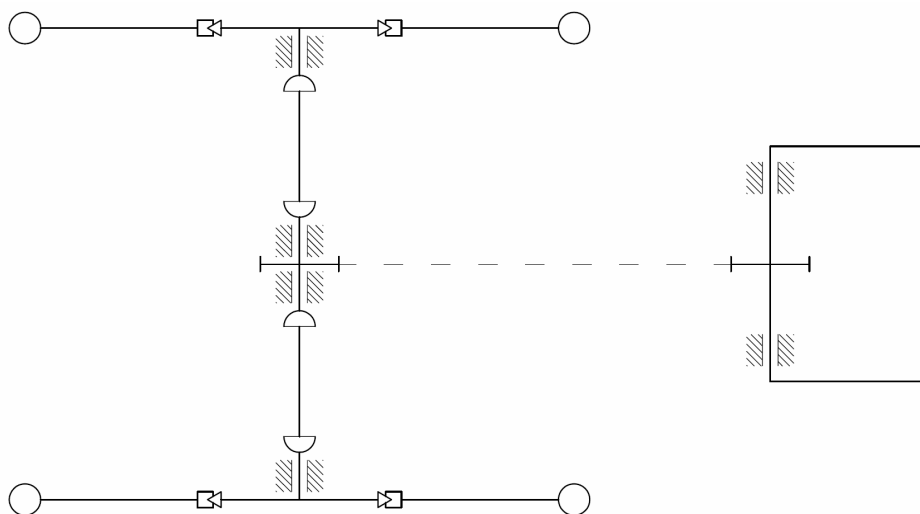
U čtyřkolé konstrukce je možné pohánět přední, zadní, nebo obě nápravy. Terénní provedení handbiku svádí k aplikaci pohonu obou náprav. Toto řešení je však technicky poměrně náročné a neúnosně by zatěžovalo celou konstrukci, projektovanou s velmi omezenou celkovou hmotností. Pro maximální jednoduchost konstrukce je vhodné, aby byla poháněna náprava, jejíž kola nejsou natáčena do rejdu. Proto je vhodné pohánět zadní nápravu a těžiště handbiku a řidiče přenést co nejbližší před zadní nápravu.

Dále je nutné do řetězce hnací síly vložit diferenční člen umožňující rozdílnou rychlost kol při průjezdu zatáčkou. Zcela záměrně je zde uveden diferenční člen a ne diferenciál, protože se nemusí jednat o diferenciál v žádném známém technickém řešení.

Jak bylo uvedeno, je možno použít některou z konstrukcí diferenciálu dimenzovaného na přenášení výkonu vyvozeného řidičem. Protože však handbike musí mít mezi šlapadly a koly zařazen volnoběžný člen, který chrání ruce řidiče při jízdě kdy nešlape, je vhodné tento volnoběžný člen využít zároveň jako člen diferenční.

Místo jedné volnoběžky a klasického diferenciálu může tedy být s úspěchem použito dvou nezávislých volnoběžek v nábojích kol. Volnoběžky zabezpečí přenos točivého momentu ze šlapadel na kola, ale zároveň umožní volný pohyb kolu s vyšší úhlovou rychlostí. Při proklouznutí kola s nižší úhlovou rychlostí dojde k přenosu točivého momentu i na druhé kolo. Zároveň nedochází k přenosu točivého momentu z kol na šlapadla, čímž je splněn požadavek na ochranu horních končetin řidiče.

Ujasnění principu rozdělování točivého momentu je na obr. 16.



Obr. 16 Rozdělování točivého momentu ze šlapadel na kola nápravy [8]

Jako vítaný důsledek této konstrukce můžeme vidět možnost přenosu maximálního možného točivého momentu při rozdílných adhezních podmínkách ve styku poháněných kol a terénu. Dále je eliminováno namáhání částí přenosu točivého momentu ve chvíli, kdy není točivý moment přenášen, tedy když řidič nešlape.

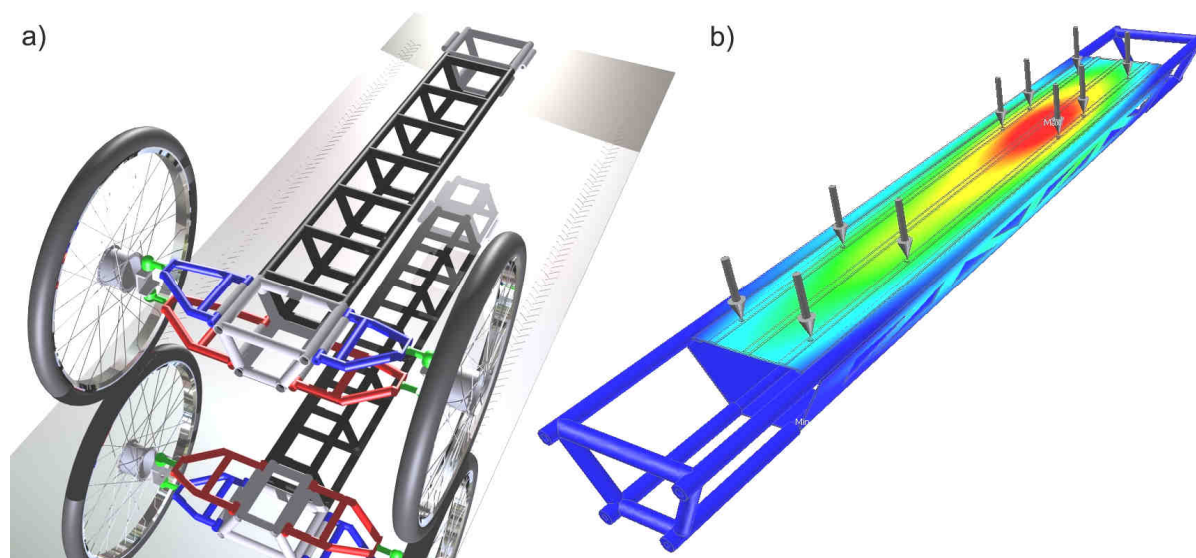
Zpětný pohyb handbiku (případně nutné couvání) bude zabezpečen přímým uchopením kol, respektive pomocných obručí kol, do rukou řidiče, podobně jako na klasickém invalidním vozíku. I z tohoto důvodu je vhodné posadit řidiče blízko zadní nápravy, aby na kola, respektive pomocné obruče, pohodlně dosáhl a mohl s nimi manipulovat.

3.6. Koncepce rámu

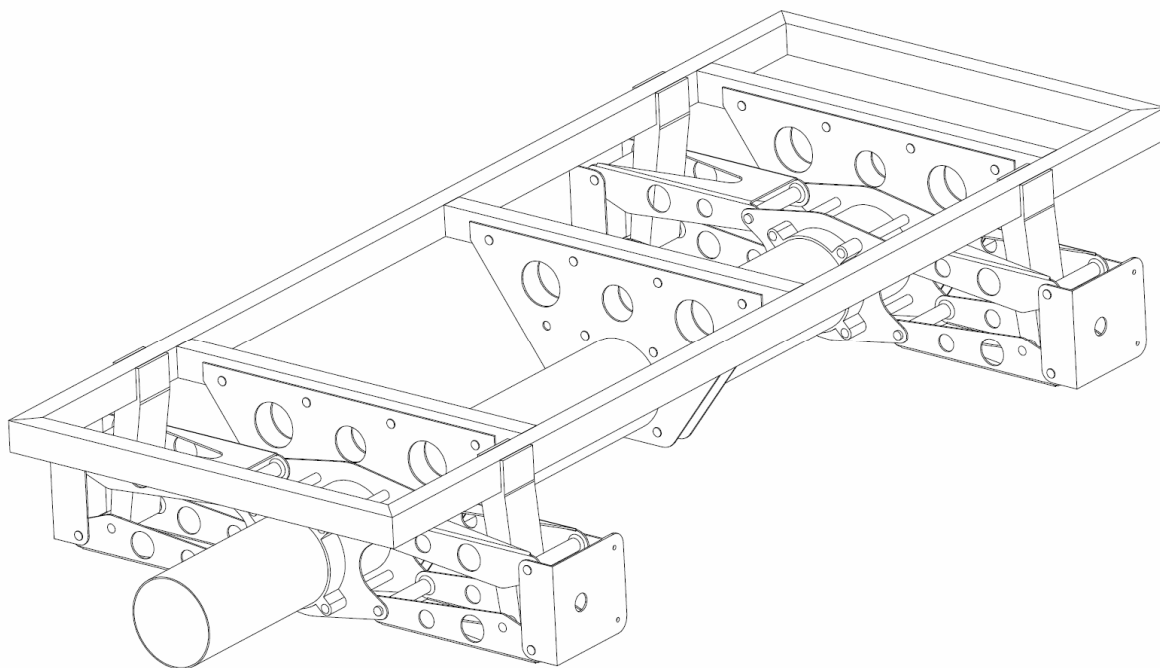
Pro minimalizaci změny geometrie kol a zjednodušení konstrukce odpružení je vhodné maximalizovat délku ramen polonáprav. Využití nezávislého zavěšení kol je v případě konstrukce silničního vozidla a zároveň vozidla pro lehký terén nutností.

Pro splnění výše uvedených kritérií, zvláště pak hodnot bočního klonění a maximalizace délky ramen, je vhodné volit centrální nosný rám, který bude přenášet zatížení sedícího řidiče přímo na nápravy (obr. 17a,b), nebo centrálního nosného rámu spojeného s pomocným rámem (obr. 18).

Obě možné koncepce byly návrhově vymodeloval, zatíženy a bylo propočítáno jejich namáhání metodou MKP. První uvažovaná koncepce, tedy centrální rám s přímým zatížením náprav, byla rozpracována do varianty čistě trubkové konstrukce a trubko-plechové konstrukce. Obdržené výsledky a další parametry dané tab. 1 budou porovnány a bude vyhodnocena nejvhodnější konstrukce rámu.



Obr. 17 Trubkový a trubko-plechový centrální rám [9]



Obr. 18 Centrální rám s pomocným rámem [10]

Pro minimalizaci hmotnosti a udržení nízké ceny bude jako konstrukční materiál přednostně použit hliník a jeho slitiny. Nejprve bude provedeno srovnání parametrů uvažovaných druhů slitin hliníku a poté budou parametry zvolených materiálů přiřazeny jednotlivým součástem rámu. Následně bude provedeno jejich zatížení a vypočítání napětí a deformací metodou MKP. Trubkový a trubko-plechový rám bude analyzován systémem MKP ANSYS spojeným s 3D modelovacím programem Inventor 10. Rám s centrální nosnou rourou a pomocným rámem bude analyzován pomocí systému MKP COSMOS spojeného s 3D modelovacím programem SolidWorks 2010.

Tab. 5 Parametry uvažovaných hliníkových slitin [12]

Označení slitiny Al dle ČSN EN 573	Hlavní legovací prvek	Tah / Tlak		Cena [Kč/ kg]	Spojovatelnost - srovnatelná pevnost			
		Mez pevnosti [MPa]	Mez smyku [MPa]		Svařitelnost	Náklady 1m svaru	Lepitelnost	Náklady 1m spoje
EN AW-6060 - T4	Hořčík a křemík	120	60	145	Zaručená	150	Zaručená	50
EN AW-6061 - T4	Hořčík a křemík	180	110	170	Zaručená	150	Zaručená	50
EN AW-2017A -T4	Měď	380	260	580	Obtížná s podmínkou	170	Zaručená	60
EN AW - 2024 - T351	Měď	425	290	610	Obtížná s podmínkou	170	Zaručená	60
EN AW-7075 - T4	Zinek	430	384	750	Nemožná	260	Zaručená	70
Hodnocení			1bod z každých 20 MPa	1bod za každých 50 Kč		1 bod za každých 50 Kč		1 bod za každých 50 Kč

Tab. 6 Hmotnost uvažovaných koncepcí rámu [13]

Druh rámu	Hmotnost [kg]			
	Vlastní rám	Pomocné rámy a úchyty	Svary	Celkem
Trubkový	4,95	1,65	0,15	6,75
Trubko-plechový	5,05	1,59	0,26	6,90
S centrální rourou	3,40	2,95	0,18	6,53

Materiál EN AW-7075 je dle ČSN nesvařitelný, přesto je možnost za určitých okolností tento materiál svařovat s velmi dobrými výsledky, jak je vidět na dražších variantách rámu jízdních kol mnohých světových výrobců.

Zvolili jsme konstrukční materiály a určili jejich vlastnosti (tab. 5), nyní bude provedeno jejich porovnání podle parametrů daných tab. 3. Ve všech případech se jedná o hliníkovou slitinu, takže hmotnost materiálů je stejná, technologie povrchových úprav je také stejná, proto do srovnávání nebudou v tomto případě zahrnuty. Porovnání materiálů je v tab. 7, více bodů znamená vhodnější poměry.

Tab. 7 Porovnání uvažovaných konstrukčních materiálů

Technologie	Slitina	Parametry			Cena			Zpracovatelnost			Celkové hodnocení
		Body	Váha	Celkem	Body	Váha	Celkem	Body	Váha	Celkem	Body
Svařování	EN AW-6060 - T4	3,00	30%	0,90	-2,90	20%	-0,58	-3,00	10%	-0,30	0,02
	EN AW-6061 - T4	5,50	30%	1,65	-3,50	20%	-0,70	-3,00	10%	-0,30	0,65
	EN AW-2017A - T4	13,00	30%	3,90	-11,60	20%	-2,32	-3,40	10%	-0,34	1,24
	EN AW-2024 - T351	14,50	30%	4,35	-12,20	20%	-2,44	-3,40	10%	-0,34	1,57
	EN AW-7075 - T4	19,00	30%	5,70	-15,00	20%	-3,00	-5,20	10%	-0,52	2,18
Lepení	EN AW-6060 - T4	3,00	30%	0,90	-2,90	20%	-0,58	-1,00	10%	-0,10	0,22
	EN AW-6061 - T4	5,50	30%	1,65	-3,50	20%	-0,70	-1,00	10%	-0,10	0,85
	EN AW-2017A - T4	13,00	30%	3,90	-11,60	20%	-2,32	-1,20	10%	-0,12	1,46
	EN AW-2024 - T351	14,50	30%	4,35	-12,20	20%	-2,44	-1,20	10%	-0,12	1,79
	EN AW-7075 - T4	19,00	30%	5,70	-15,00	20%	-3,00	-1,40	10%	-0,14	2,56

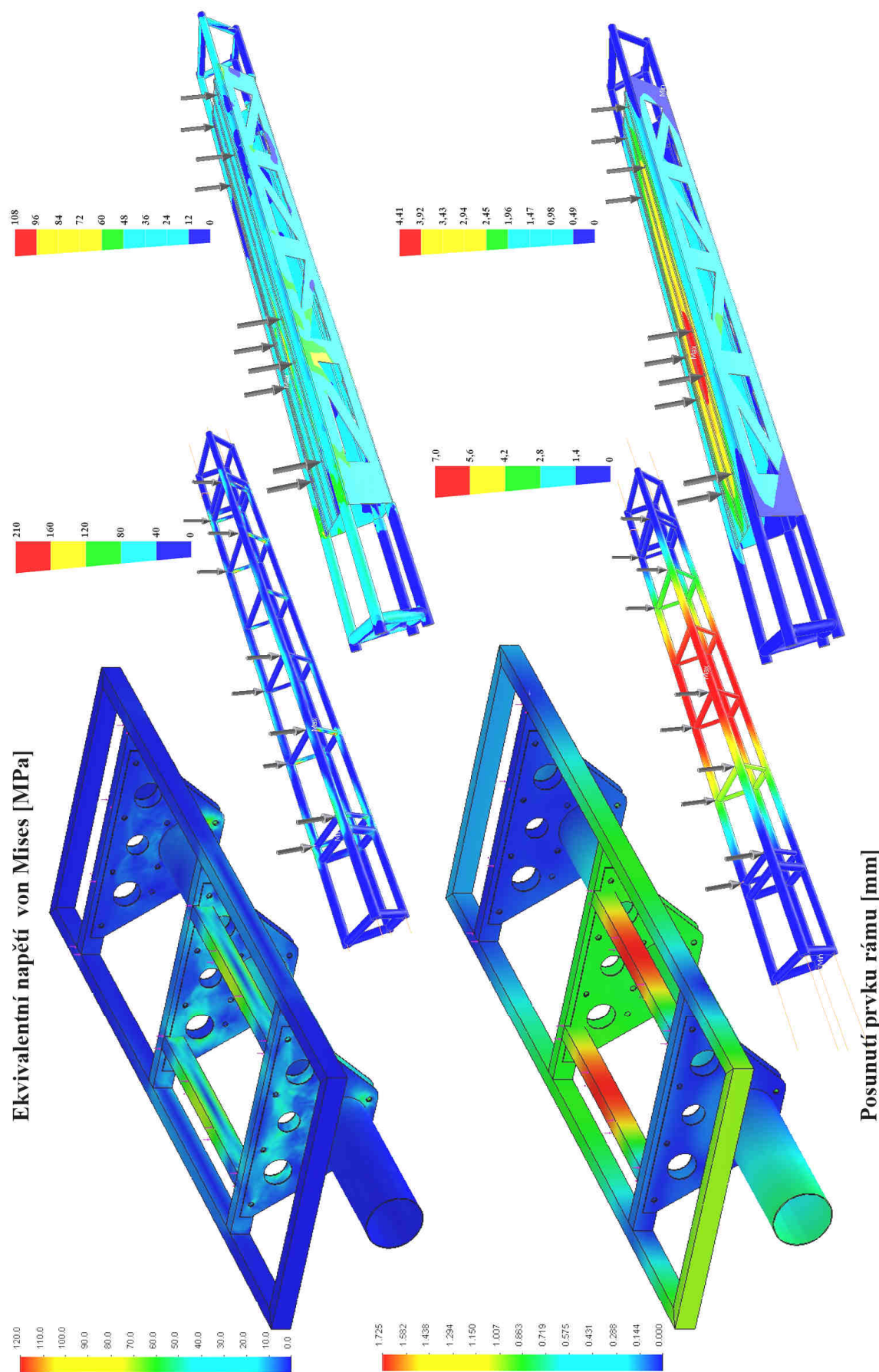
Při porovnávání jednotlivých konstrukcí může být konstatováno, že jízdní pohodlí bude u všech uvažovaných rámu stejné, proto budou porovnány jen zbylé parametry dle tab. 2. Kritérium „Dodržení požadovaných parametrů“ se skládá z více hodnotících podkritérií, proto je tento parametr rozpracován samostatně v tab. 8. Celkové porovnání konstrukčních koncepcí rámu ukazuje tab. 9. Větší celkové hodnocení ukazuje vhodnější konstrukci.

Tab. 8 Dodržení požadovaných parametrů – srovnání rámu

Druh rámu	Dodržení parametrů - střední hodnoty				Celkem
	Napětí v materiálu		Deformace rámu		
	Napětí [MPa]	Body	Deformace [mm]	Body	
Trubkový	105	5,25	7,00	14	19,25
Trubko-plechový	79	3,95	4,40	8,8	12,75
S centrální rourou	57	2,85	1,75	3,5	6,35
	Bod za každých 20 MPa		Bod za každých 0,5 mm		

Tab. 9 Porovnání uvažovaných koncepcí rámu

Druh rámu	Hmotnost			Dodržení parametrů			Cena			Opravitelnost			Celkem
	Body	Váha	Celkem	Body	Váha	Celkem	Body	Váha	Celkem	Body	Váha	Celkem	
Trubkový	-27,00	35%	-9,450	-19,25	20%	-3,85	-15	10%	-1,5	6	10%	0,6	-14,800
Trubko-plechový	-27,60	35%	-9,660	-12,75	20%	-2,55	-26	10%	-2,6	4	10%	0,4	-14,810
S centrální rourou	-26,12	35%	-9,142	-6,35	20%	-1,27	-18	10%	-1,8	10	10%	1,0	-12,212

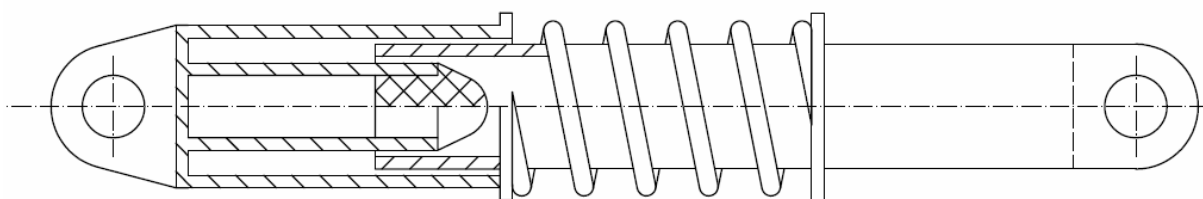


Obr.19 Požadované parametry rámu dle tab. 9 [11]

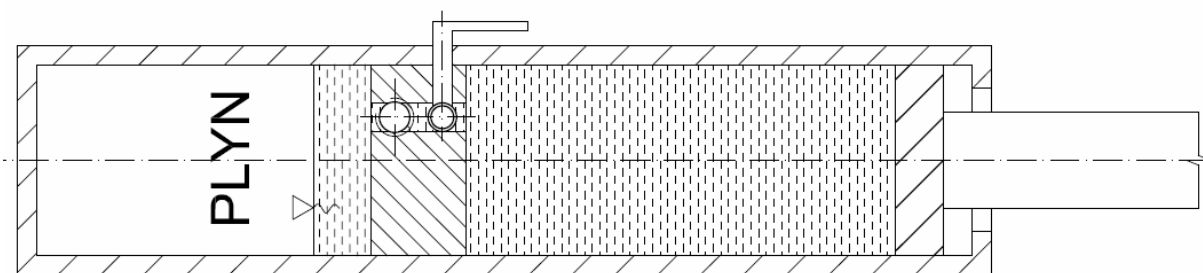
3.7. Koncepce odpružení

Vozidlo do terénu, byť lehkého terénu, je vhodné vybavit odpruženým podvozkem. Zvolený způsob odpružení musí zabezpečit pružení v terénu, ale zároveň minimalizovat houpání vozidla při jízdě po zpevněné vozovce (silnici).

Jako pružícího prvku by bylo možné použít kovový pružící prvek ve formě vinuté pružiny (obr. 20), doplněné o vhodný tlumič pružení, nebo pružící prvek na bázi stlačeného plynného média, ať už s konstantním objemem, nebo s konstantní hmotností (obr. 21). Tlumič pružení vinuté pružiny nemusí být nutně integrován do tělesa nosiče pružiny, ale může být v rámci nápravy umístěn i jinde, na konstrukčně vhodném místě.



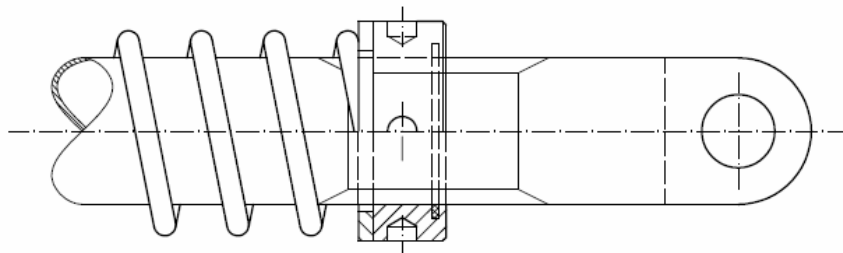
Obr. 20 Pružící jednotka s vinutou pružinou [8]



Obr. 21 Plynová pružící jednotka s konstantní hmotností plynu [8]

Protože je handbike konstruován pro velký rozsah zatížení (hmotnost řidiče), je nutné řešit jednoduché nastavení pružící síly.

U vinuté pružiny by přicházela v úvahu výměna pružin pro hrubé stanovení rozsahu zatížení a jemné doladění síly změnou délky v předpruženém stavu (obr. 22).

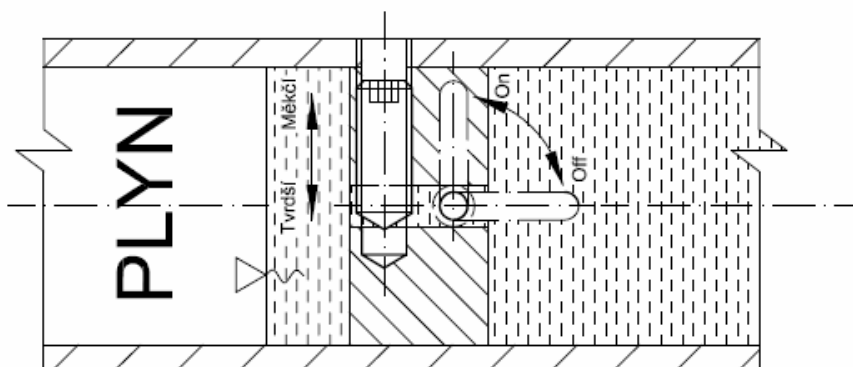


Obr. 22 Princip změny délky vinuté pružiny v předpruženém stavu [8]

U plynového pružícího prvku je možno celkem jednoduše změnit tlak pružícího média, např. vzduchu a tím rychle a pohodlně naladit handbike pro daného řidiče. Po změně pružící síly je vhodné nastavit i tlumič pružení.

Při jízdě na handbiku dochází vlivem dynamiky pohybu řidiče ke vzniku nepříjemného podélného houpavého pohybu. Naklápění a houpání handbiku při pomalé jízdě v terénu, není většinou problematické a řidič je ochoten, vzhledem k terénu, houpání tolerovat. Při jízdě po zpevněné vozovce je situace odlišná, protože rychlost pohybu je vyšší a proto i dynamika pohybu řidiče je odlišná. Nadměrné podélné, ale i příčné houpání je nepříjemné a zároveň značně negativně ovlivňuje schopnosti a únavu řidiče. U systémů s vinutou pružinou se osvědčilo použití tlumiče pružení s tzv. mozem. Konstrukce tlumiče pružení s mozem, tedy tlumiče s tlumícím koeficientem závislým na dynamice pohybu tlumiče, je předmětem patenty chráněného know-how jednotlivých výrobců. Ekonomicky není výhodné věnovat úsilí k vývoji vlastního mozku tlumiče. Mozek pružícího prvku bude nakoupen od stávajících výrobců.

Druhou možností by bylo použití dvupolohového systému plynového pružícího prvku (obr.23). Systém využívá vlastností kapaliny jakožto běžně nestlačitelného média. Při jízdě v terénu je průtok kapaliny mezi komorou pístu a komorou plynu otevřen a dochází pouze k řízenému průtoku kapaliny přes škrťací prvek, tedy tlumení pohybu pístu. Při jízdě po zpevněné vozovce stačí pouhým uzavřením, popřípadě jen přivřením ventilu, zamezit pohybu kapaliny a tedy téměř zamezení pohybu pracovního pístu. Zablokování pohybu tlumiče a návazně i náprav je možno využít i při přepravě, nebo jiné neobvyklé manipulaci s handbikem.



Obr. 23 Dvupolohový systém plynové pružící jednotky [8]

3.8. Koncepce náprav

Pro stavbu moderního silničního vozidla může být využito několik osvědčených konstrukcí náprav. Jak již bylo zmíněno v kapitole 3.6 „Koncepce rámu“, je pro vozidlo typu handbike do terénu výhodné využít velké délky polonáprav, což zlepšuje pohodlnost jízdy.

3.8.1. Náprava Mc Pherson

Náprava Mc Pherson je vhodná pro uchycení předních rejdových kol. Její konstrukce poskytuje prostor pro řešení převodového mechanismu pohonu, mechanismu naklápění ovládacího tunelu i mechanismu řídicích táhel. Velký uvažovaný zdvih přední nápravy (100mm) a požadavky na malou výšku pomocného rámu vozidla nad terénem mohou být u nápravy Mc Pherson problematické. K řešení přední, popřípadě i zadní nápravy pomocí Mc Pherson přistoupíme pouze v případě, pokud nebude jiná možnost.

3.8.2. Lichoběžníková náprava

Klasická konstrukce lichoběžníkové nápravy je v našem případě výhodná z hlediska jízdních vlastností i jednoduchostí z konstrukčního hlediska. Při propružení nápravy však dochází k pohybu středu kola způsobem, který vyžaduje současné užití křížových kloubů i mechanismu samočinného zkracování a prodlužování hřídele. Pokud však bude změněna konstrukce z lichoběžníku na rovnoběžník, budou odbourány konstrukční nevýhody aniž dojde k přílišnému narušení geometrie zadních kol. Přílišným narušením geometrie se rozumí změna kinematického chování nápravy při propružení, která nebude ohrožovat vozidlo jedoucí nízkou rychlostí v poddajném terénu. Při správné konstrukci může být využita většina dílů zadní rovnoběžníkové nápravy i pro přední nápravu, což odpovídá podmínce minimalizace náhradních dílů.

3.8.3. Kliková náprava

Kliková náprava, nebo kliková náprava s torzní příčkou je výhodná u většiny zadních náprav. Při koncepci vozidla se zadním náhonem je vedení točivého momentu ke kolům na klikové nápravě konstrukčně složitější než u jiných typů náprav. Pro přední nápravu s rejdovými koly je užití klikové nápravy problematické z hlediska výsledné geometrie kol v rejdu. Řešením by mohlo být jedině užití dvouklikové nápravy známé z třístopého vozidla Velorex. Kliková náprava je tedy z konstrukční koncepce vyřazena.

3.8.4. Ostatní systémy náprav

Ostatní koncepce náprav jako je elastokinematické zavěšení, integrální náprava a další systémy nebudou kvůli značné konstrukční složitosti dále uvažovány.

3.9. Koncepce brzdového systému

Pro vozidlo typu handbike, je nutné aby veškerá ovládací síla brzdového systému vycházela z horních končetin. Zároveň je nutné vozidlo vybavit systémem brzd se dvěma na sobě nezávislými okruhy.

3.9.1. Provozní brzdy

Systém dvou nezávislých brzdových okruhů může být dosažen několika způsoby. Protože celý brzdový systém musí být maximálně zjednodušen a odlehčen, některé prvky provozních brzd a parkovací brzdy budou spojeny do jednoho celku s nezávislým systémem ovládání.

Na současném trhu s komponenty pro jízdní kola neexistuje brzdič se současným kombinovaným ovládáním pomocí hydraulického okruhu a mechanického okruhu. Využití brzdičů s hydraulickým ovládáním pro provozní brzdy a jiných brzdičů s mechanickým lankovým či táhlovým ovládáním pro parkovací brzdy odporuje podmínce maximální jednoduchosti vytýčené výše. Proto je důležité pečlivě uvážit koncepci brzdového systému provozních brzd s návazností na brzdy parkovací.

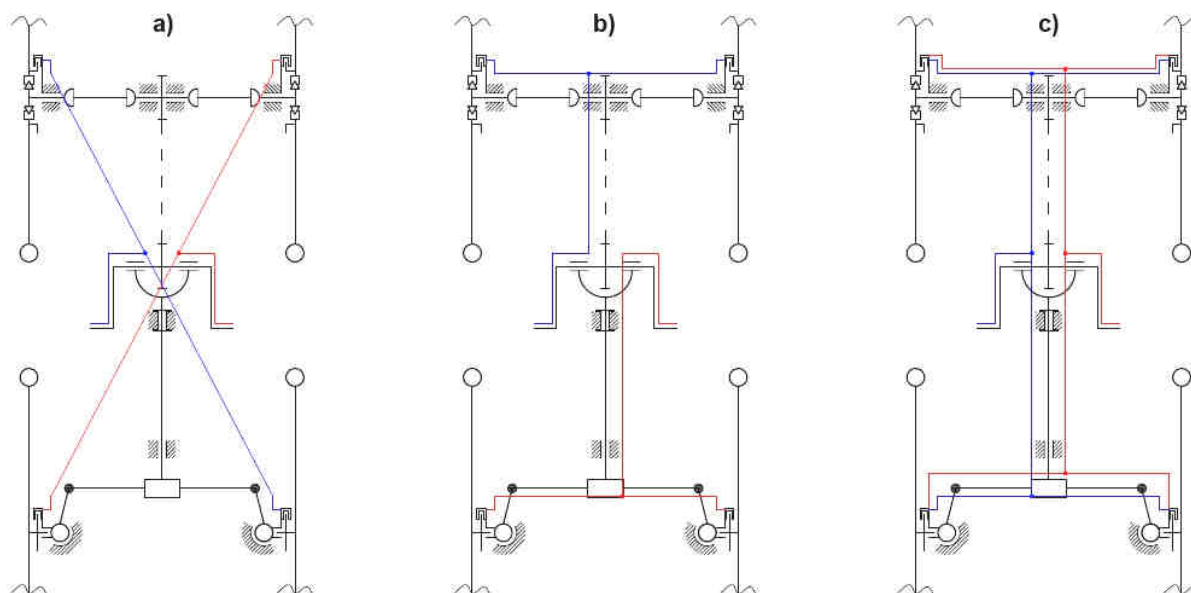
Uvažované koncepce ovládání provozních brzd

a) Spojení brzdičů levého předního a pravého zadního kola do jednoho okruhu a brzdičů pravého předního a levého zadního kola do druhého okruhu, tzv. dvouokruhové uspořádání do X. Každý okruh by pak byl ovládán jednou horní končetinou (obr. 24a). Tato koncepce by do konstrukce vnášela určité technické problémy s rovnoměrným rozdělováním brzdné síly mezi přední a zadní kola.

b) Spojení brzdičů předních kol do jednoho okruhu a brzdičů zadních kol do druhého okruhu. Každý okruh by pak byl opět ovládán jednou horní končetinou (obr. 24b). Pro maximalizaci jízdní stability při brzdění je nutné zajistit rozdílnou brzdnu sílu pro přední a zadní nápravu. Možností je stejný převodový poměr táhel brzdičů přední a zadní nápravy a rozdílné dávkování síly horními končetinami. Vlastním pozorováním bylo zjištěno, že většina

řidičů klasických jízdních kol má v krizové situaci tendenci k maximálnímu stisku ovladačů brzdících předního a zadního kola, což má za následek smýkání zadního kola a vznik nestability. Rozdílný brzdný účinek pro přední a zadní kola by byl lépe dosažen rozdílným mechanickým převodem pro brzdíče přední a zadní nápravy. Poslední možností by bylo použití brzdících s různým brzdným účinkem pro přední a zadní nápravu. Tato možnost by však neodpovídala pravidlu jednoduchosti a zaměnitelnosti pro jednotlivé díly vozidla.

c) Poslední možností je spojení brzdících všech kol do jediného okruhu a zálohování tohoto okruhu duplikací (obr. 24c). Systém duplikace vykazuje maximální bezpečnost při provozu, ale zároveň zvyšuje hmotnost handbiku navýšením počtu ovládacích elementů.



Obr. 24 Koncepte ovládání provozních brzd [8]

Uvažované konstrukce brzd

a) Ráfková brzda

Konstrukce ráfkové brzdy umožňuje dobrý brzdný účinek, díky velkému průměru ráfku a tím i nutnosti nižší ovládací síly. Tím však výčet pozitiv končí a následují negativa. Povrch ráfku je ve styku s pevnými nečistotami a kapalinami, což značně snižuje brzdný účinek. Dále je nutné každé kolo vybavit pomocným rámem pro upnutí ráfkových brzdících,

což zvyšuje celkovou hmotnost vozidla a přináší konstrukční problémy při uvažování o koncepci vozidla s odnímatelnými koly pro usnadnění transportu.

b) Pásová brzda

Pásová brzda dosahuje různých brzdných účinků podle konstrukce. Brzdu je možno snadno zabudovat do systému nábojů kol a tím umožnit sundávání kol při transportu. Nemožnost přesně dávkovat brzdný moment pro oba směry otáčení však tuto konstrukci jako provozní brzdu diskvalifikuje.

c) Bubnová brzda

Bubnová brzda pro jízdní kola dosahuje dobrých brzdných účinků, zároveň je chráněna před vnikáním pevných nečistot a kapalin do brzdícího mechanismu. Při vhodné konstrukci pomocného náboje kola je možno pro tuto brzdu zachovat myšlenku odnímatelných kol. Poměrně malé rozšíření bubnových brzd pro jízdní kola a jejich obtížné opravy svépomocí však přinášejí brzdě negativní body.

d) Kotoučová brzda

V principu existují dvě hlavní konstrukce kotoučových brzd. První variantou je kotoučová brzda s nezakrytým kotoučem. Pro terénní vozidla se často využívá kotoučové brzdy s krytým kotoučem. Kotoučové brzdy pro jízdní kola se však vyrábějí pouze v druhé variantě, s nezakrytým kotoučem. Kotoučová brzda vyniká jednoduchostí konstrukce a možností kontroly. Příčně děrovaný kotouč se jednoduše chladí a nehrozí přehřívání brzd a ztráta jejich účinku ani při sjezdu dlouhých táhlých kopců. Pro nejnáročnější aplikace existují i brzdové kotouče s vnitřním chlazením, podobně jako u motorových vozidel.

Konstrukce splňuje požadavky na možnost demontáže kol.

3.9.2. Parkovací brzdy

Pro zdravého člověka není problém v případě nutnosti nebo přání zastavit a jízdní kolo postavit na stojánek, nebo ho jen držet. Osoba s postižením dolních končetin užívá handbike nejen jako jízdní kolo, ale také jako náhradu nefunkčních končetin. Tím, že řidič nemůže vozidlo opustit bez přisednutí na invalidní vozík či využití jiné kompenzační pomůcky, stává se na handbiku zcela závislým. Při potřebě nebo přání zastavení a udržení handbiku v klidu na nakloněné rovině nastává pro řidiče problém. Řidič může použít provozních brzd, u kterých však musí stále vyvíjet dostatečnou ovládací sílu, což zamezuje jinému využití horních končetin.

Z tohoto důvodu je nutno handbike vybavit systémem parkovacích brzd. Parkovací brzdu požadují i předpisy různých států, určující pravidla pro konstrukci kompenzačních pomůcek pro osoby s pohybovým postižením dolních končetin.

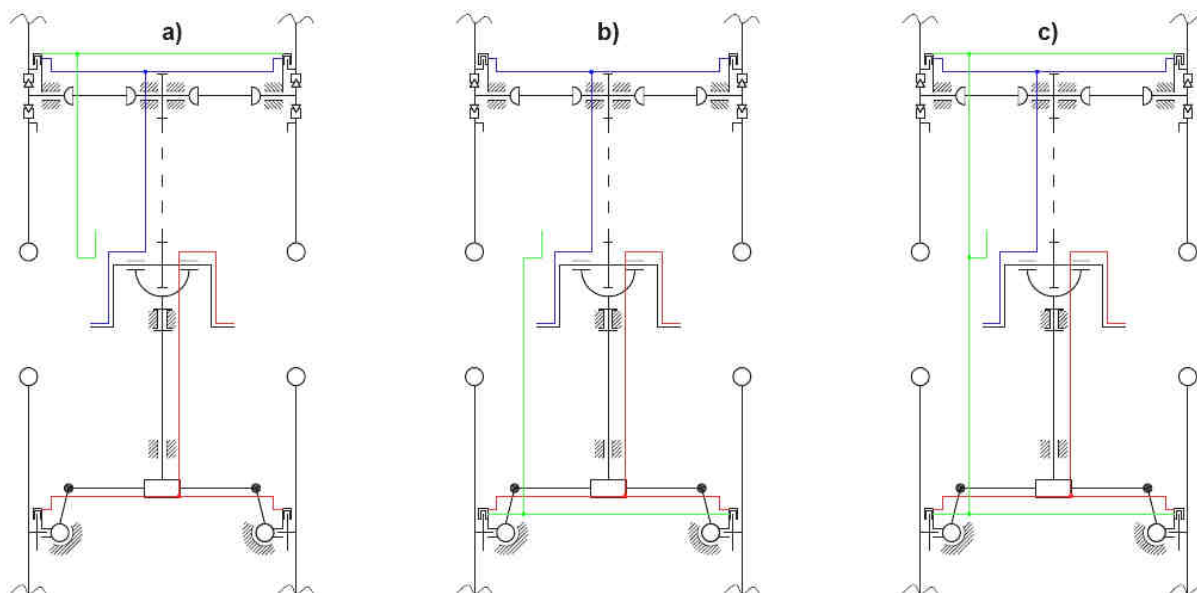
Uvažované koncepce ovládní parkovací brzdy

Provozní brzdy musí být konstruovány v systému dvou nezávislých okruhů. Toto omezení pro parkovací brzdu neplatí, proto je možno volit mezi několika systémy ovládní parkovacích brzd.

a) Využití brzdíčů přední nápravy (obr. 25a). Zabrzdění přední, jakožto hmotností jezdce výrazně méně zatížené, nápravy je vhodné při jízdě z kopce. Při jízdě do kopce však není možno garantovat dostatečný brzdny účinek.

b) Využití brzdíčů zadní nápravy (obr. 25b). Zadní náprava je hmotností řidiče výrazně více zatížena a proto díky adhezní síle pravděpodobně poskytne dostatečný brzdny účinek. Zároveň jsou však k parkovacímu brzdění využity brzdy zadních kol, které jsou v běžném provozu více namáhány.

c) Využití brzdíčů přední i zadní nápravy (obr. 25c). Při současném užití brzd přední i zadní nápravy dochází k zálohování brzdneho účinku, což zvyšuje bezpečnost proti samovolnému rozjetí. Zároveň se zlepšuje brzdny účinek při zhoršené adhezní situaci.



Obr. 25 Koncepce ovládní parkovací brzdy [8]

Uvažované konstrukce brzd

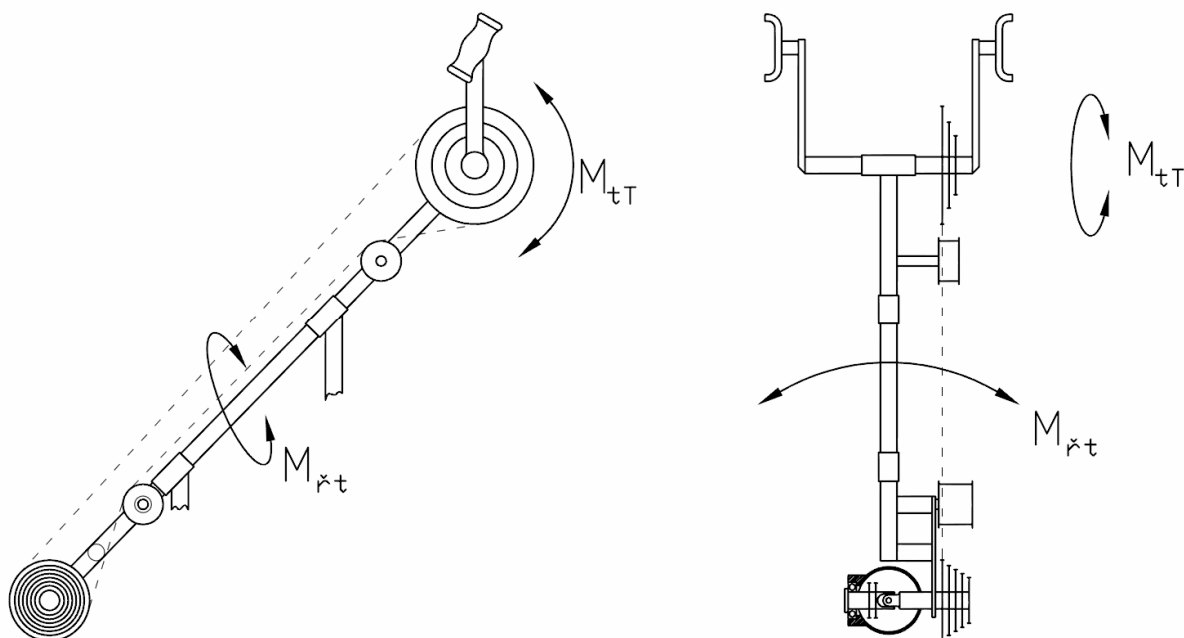
Parkovací brzdy budou využívat brzdíčů provozních brzd, proto je konstrukce parkovacích brzd v podstatě daná konstrukcí brzd provozních.

3.10. Koncepce ovládacího a pohonného ústrojí

Ovládací sloupek musí zabezpečit nejen natáčení kol do rejdu, ale zároveň i přenos točivého momentu na zadní kola.

Natáčení kol do rejdu může probíhat pomocí pák vedených z ovládacího sloupku přímo ke každému přednímu kolu, nebo pomocí soustavy převodových pák ať už přímo, nebo přes pomocná táhla.

Navrhovaná konstrukce (obr. 26) umožňuje přenos řídicího momentu ($M_{řt}$) a zároveň trakčního momentu (M_{tT}) ze šlapadel na zadní kola. Díky vhodně umístěnému křížovému kloubu dochází k přenosu točivého momentu i při pootočení řídicích pák a tím i kol do rejdu. Osa ovládacího sloupku je totožná s podélnou rovinou symetrie vozidla a zároveň prochází i středem křížového kloubu. Vzhledem k použití jediného křížového kloubu je maximální úhel natočení řídicího sloupku $\pm 45^\circ$. Řetězový převod ovládacího sloupku je realizován několika talířovými koly a pastorkem s více ozubenými koly. Řazení probíhá přehozením řetězu podobně jako u klasického jízdního kola. Řetězový převod je doplněn vodícími kladkami, které zlepšují chod řetězu a částečně chrání nohy řidiče před náhodným dotykem s odlehčeným řetězem.



Obr. 26 Koncepce řídicího sloupku se šlapadly

Koncepce vozidla použitá pro rozpracování konstrukčních návrhů a výpočtů některých částí

Konstrukce handbiku bude odpružená, dvoustopá, čtyřkolá s pohonem zadních kol. Trakční síla bude vyvíjena ručními šlapadly a pro zadní kola vedena a převodována systémem řetězových převodů.

Rám s centrální nosnou rourou a pomocným rámem bude přednostně osazen koly s hliníkovými ráfky o průměru 26", s drátovým výpletem ocelovými dráty a hliníkovými niplemi. Pouze v případě konstrukčních potíží bude průměr ráfku u přední nápravy zmenšen na 24". Ráfky budou osazeny bezdušovými plášti s kombinovaným silničně terénním dezénem o šířce 1,75–2,25". Pro výpočet jízdních odporů bude uvažována šířka pláště 2,25".

Směr jízdy bude určován předními rejdovými koly prostřednictvím řidítek kombinovaných se šlapadly. Minimální vnější poloměr zatáčení vozidla nepřekročí 3 000 mm.

Odpružení náprav bude v základní verzi realizováno vinutými pružinami s koaxiálními tlumiči komerční konstrukce. Ke zvýšení stability vozidla bude užito příčných stabilizátorů na přední i zadní nápravě.

Nápravy rovnoběžníkové konstrukce budou osazeny brzdíči kotoučových brzd.

Každá náprava bude brzděna samostatným brzdovým okruhem provozních brzd, ovládaným brzdovou pákou umístěnou na šlapadlech. Dohromady pak budou všechny brzdíče ovládané samostatným okruhem parkovacích brzd.

Pro minimalizaci hmotnosti konstrukce a zároveň udržení nízké ceny bude jako konstrukčního materiálu nosných a ovládacích částí přednostně použito hliníkových slitin EN AW-2024-T351 a EN AW-7075-T4.

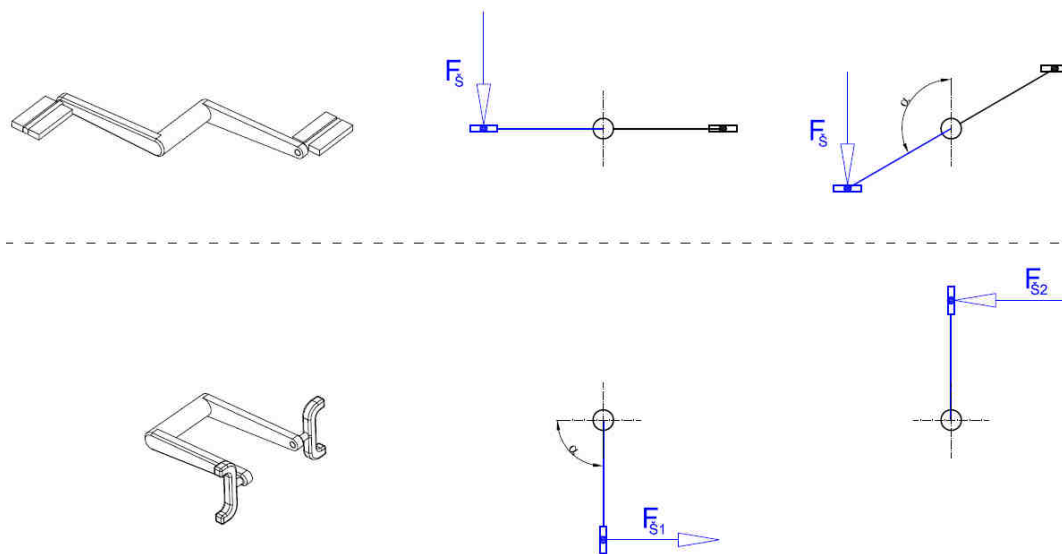
4. Konstrukční návrhy a výpočty

4.1. Řetězový převod

Využití standardních součástí řetězového převodu jízdních kol značně limituje možnost změny výsledného převodového poměru mezi šlapadly a koly. Jedinou praktickou možností je využití korekce pomocí stálého převodu.

U klasického jízdního kola je maximum točivého momentu $2x$ za jednu otáčku dáno délkou páky a hmotností jezdce. U handbiku jsou za jednu otáčku dvě lokální maxima daná maximální silou při přitahování a maximální silou při odtlačování (obr. 26). Síla přitahování je v podstatě limitována hmotností jezdce a z toho vyplývající třecí síly mezi jezdce a sedadlem. Síla odtlačování je podstatě vyšší, protože se jezdec může opřít zády o sedadlo.

Pro průměrného jezdce hmotnosti 95 kg, na kterého je vozidlo primárně konstruováno, byly pokusně zjištěny maximální dlouhodobě akceptovatelné síly pro přitahování $F_{\text{šmax1}} = 350 \text{ N}$ a pro odtlačování $F_{\text{šmax2}} = 1\,000 \text{ N}$. Síla přitahování je maximalizována i tvarem sedačky, který umožňuje mírné opření jezdce při přitahování.



Obr. 27 Síly na šlapadlech pro klasické jízdní kolo a handbike [8]

Průběh točivých momentů pro klasické jízdní kolo a handbike je porovnán v grafu 1.

Maximální síla na šlapadlech $F_{\text{šmax}} = 350 / 1000 \text{ N}$ [14]

Počet zubů talířového kola 42; 32; 22 - délka pák 175mm [15]

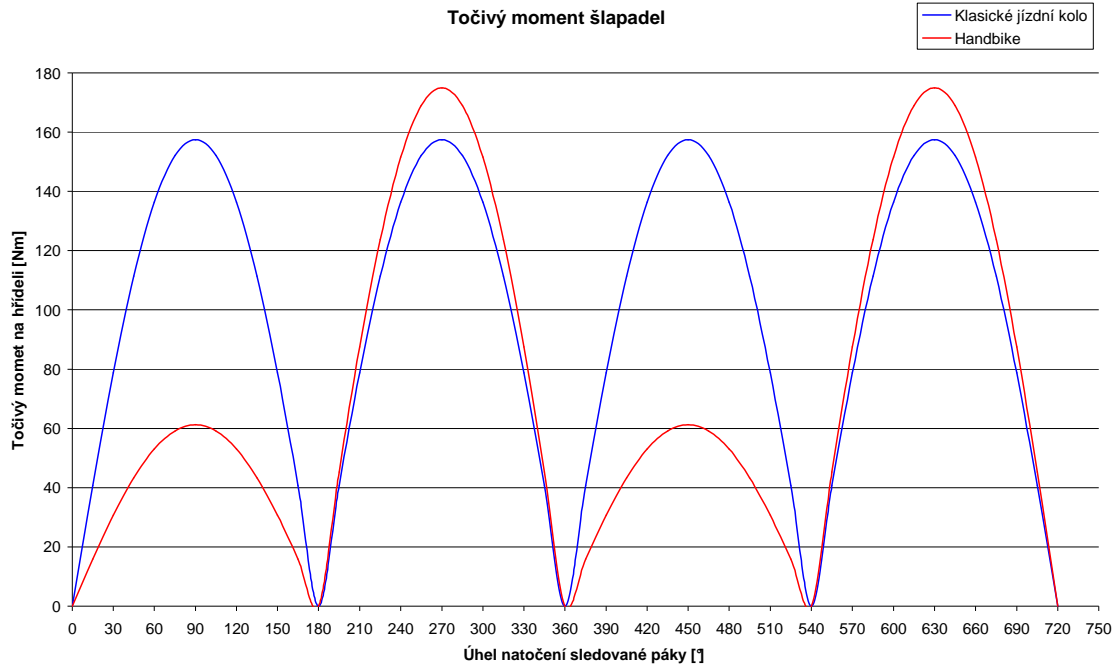
Počet zubů pastorku 32 – 11 [15]

Pro výpočet převodu bude uvažována trakční síla průměrného jezdce, ale zatížení od maximální dovolené hmotnosti jezdce, čímž vznikne určitá rezerva.

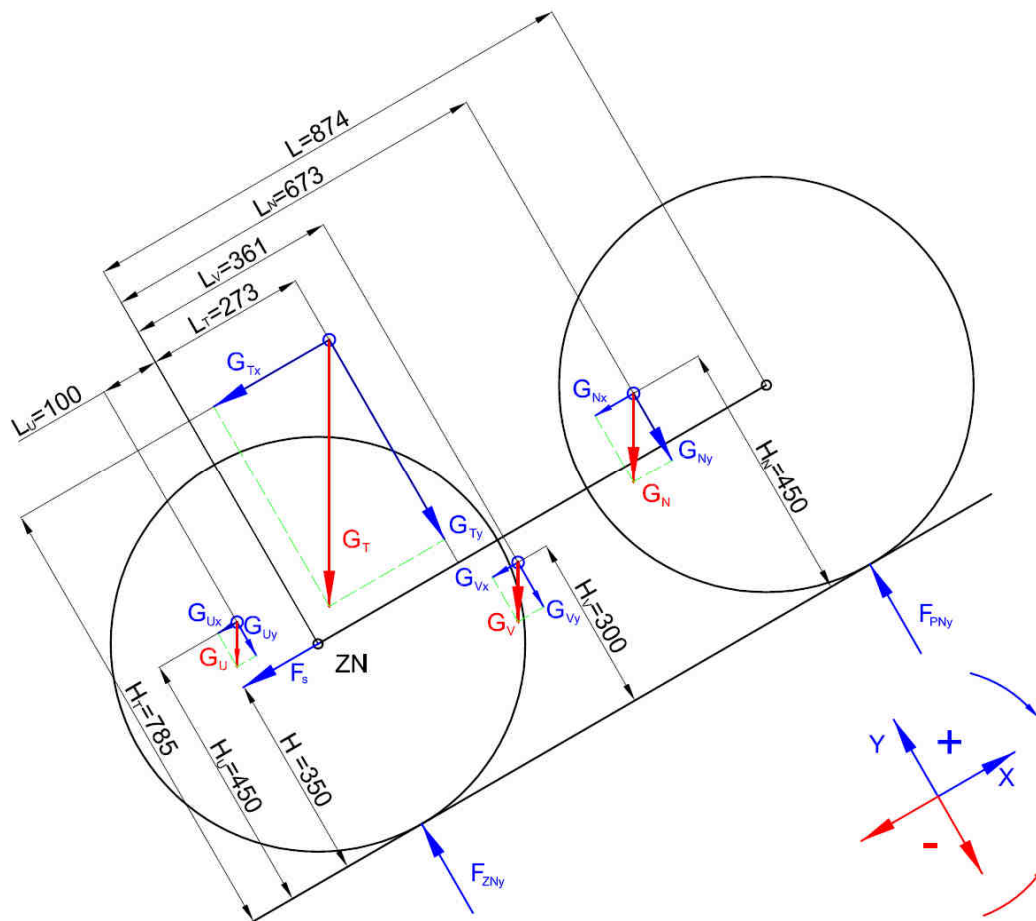
Maximální uvažovatelný točivý moment vyvinutý řidičem na talířových kolech

$$M_{tT} = L_{\mathcal{S}} \cdot F_{\mathcal{S}_{\max 1}} = 175 \text{ mm} \cdot 350 \text{ N} = 61250 \text{ Nmm} \quad (1)$$

Kde M_{tT} – moment točivý talíře, $L_{\mathcal{S}}$ – Délka páky šlapadla, $F_{\mathcal{S}_{\max 1}}$ – Max. síla na šlapadle



Graf 1 Momentové poměry dosažitelné na šlapadlech handbike a klasického jízdního kola [8]



Obr. 28 Síly handbike na nakloněné rovině při maximálním zatížení [8]

$$\Sigma F_x = 0$$

$$G_{Tx} + G_{Vx} + G_{Nx} + G_{Ux} - F_S = 0 \quad (2)$$

$$F_S = (G_T + G_V + G_N + G_U) \cdot \cos \alpha = (m_T + m_V + m_N) \cdot g \cdot \sin \alpha$$

$$F_S = (90\text{kg} + 20\text{kg} + 30\text{kg} + 15\text{kg}) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \sin 20^\circ = 520,1\text{N}$$

Kde indexy představují: T – Tělo jezdce, V – hmotu vozidla (handbike), N – nohy jezdce, U – užitečný náklad na nosiči

$$\Sigma M_T(ZN) = 0$$

$$G_{Ty} \cdot L_T + G_{Vy} \cdot L_V + G_{Ny} \cdot L_N - G_{Uy} \cdot L_U - G_{Tx} \cdot (H_T - H) + G_{Vx} \cdot (H - H_v) + G_{Nx} \cdot (H_N - H) - G_{Ux} \cdot (H_U - H) - F_{PNy} \cdot L = 0 \quad (3)$$

$$F_{PNy} = \frac{G_{Ty} \cdot L_T + G_{Vy} \cdot L_V + G_{Ny} \cdot L_N - G_{Uy} \cdot L_U - G_{Tx} \cdot (H_T - H) + G_{Vx} \cdot (H - H_v) + G_{Nx} \cdot (H_N - H) - G_{Ux} \cdot (H_U - H)}{L}$$

$$F_{PNy} = \frac{1}{874\text{mm}} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \{ (90\text{kg} \cdot 273\text{mm} + 20\text{kg} \cdot 36\text{mm} + 30\text{kg} \cdot 673\text{mm} - 15\text{kg} \cdot 100\text{mm}) \cdot \cos 20^\circ - [90\text{kg} \cdot (785\text{mm} - 350\text{mm}) + 20\text{kg} \cdot (350\text{mm} - 300) + 30\text{kg} \cdot (450\text{mm} - 350\text{mm}) - 15\text{kg} \cdot (450\text{mm} - 350\text{mm})] \cdot \sin 20^\circ \} = 368,7\text{N}$$

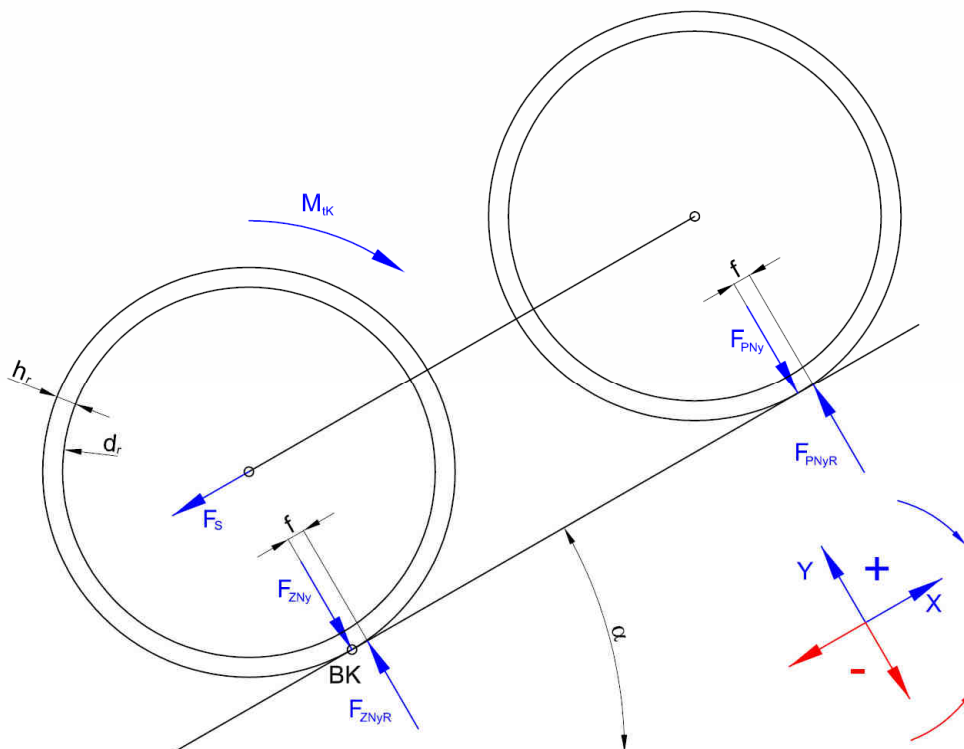
$$\Sigma F_y = 0$$

$$G_{Ty} + G_{Vy} + G_{Ny} + G_{Uy} - F_{ZNy} - F_{PNy} = 0 \quad (4)$$

$$F_{ZNy} = (G_T + G_V + G_N + G_U) \cdot \cos \alpha - F_{PNy}$$

$$F_{ZNy} = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} (90\text{kg} + 20\text{kg} + 30\text{kg} + 15\text{kg}) \cdot \cos 20^\circ - 368,7\text{N} = 1060,1\text{N}$$

Potřebný točivý moment na kolech zadní nápravy



Obr. 29 Silové poměry na kolech vozidla jedoucího do kopce [8]

$$\begin{aligned} \Sigma M_t &= 0 \\ -F_S \cdot \frac{1}{2}(d_r + 2 \cdot h_r) - (F_{PNyR} + F_{ZNyR}) \cdot f + M_{tK} &= 0 \\ F_{PNyR} - F_{PNy} &= 0; \quad F_{ZNyR} - F_{ZNy} = 0; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} -F_S \cdot \frac{1}{2}(d_r + 2 \cdot h_r) + (F_{PNy} + F_{ZNy}) \cdot f + M_{tK} &= 0 \\ M_{tK} = F_S \cdot \frac{1}{2}(d_r + 2 \cdot h_r) - (F_{PNy} + F_{ZNy}) \cdot f & \end{aligned} \quad (6)$$

$$M_{tK} = 520,1N \cdot \frac{1}{2}(26'' + 2 \cdot 1'') \cdot 25,4 \frac{mm}{''} - (-368,7N - 1060,1N) \cdot 0,05mm = 185\,019Nmm$$

Kontrola prokluzu na průměrném terénu ($\mu_p=0,5$)

$$\begin{aligned} \Sigma M_{tP}(ZN) &= 0 \\ (F_{ZNy} \cdot \mu_p) \cdot \frac{1}{2}(d_r + 2 \cdot h_r) - M_P &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$$M_P = (F_{ZNy} \cdot \mu_p) \cdot \frac{1}{2}(d_r + 2 \cdot h_r) = 1060,1N \cdot 0,5 \cdot \frac{1}{2}(26'' + 2 \cdot 1'') \cdot 25,4 \frac{mm}{''} = 188\,485,8Nmm$$

$M_P > M_{tK}$ - prokluz nenastane; systém přenosu síly bude dimenzován na moment prokluzu, protože je nutné mít jistotu, že systém nebude přetížen v případě jízdy řidiče s větším svalovým výkonem

Z momentů rovnic (1) a (6) a počtů zubů talířových kola a pastorků a bude vypočtena minimální velikost stálého převodu.

$$\begin{aligned} M_{tT} \cdot i_c &= M_{tK} \\ M_{tT} \cdot \frac{Z_{Pmax}}{Z_{Tmin}} \cdot i_{st} &= M_{tK} \quad \Rightarrow \quad i_{st} = \frac{M_{tT}}{M_{tK}} \cdot \frac{Z_{Tmin}}{Z_{Pmax}} \end{aligned} \quad (8)$$

Kde M_{tT} – Maximální točivý moment vyvinutý jezdcem na talířovém kole, M_{tK} – potřebný točivý moment na kolech zadní nápravy, Z_{Pmax} – maximální počet zubů pastorku, Z_{Tmin} – minimální počet zubů talířového kola, i_{st} – velikost stálého převodu

$$i_{st} = \frac{185\,019Nmm}{61250Nmm} \cdot \frac{22}{32} = \underline{\underline{2,077}}$$

Z maximálního točivého momentu jezdce (168) bude vypočten maximální efektivní točivý moment a dále pak maximální dosažitelná rychlost daná jízdními odpory a dále pak nutné otáčky šlapadel pro tuto rychlost.

$$\begin{aligned} M_{tEf} \cdot i_{st} \cdot i_{min} - M_{Od} &= 0 \\ M_{tEf} \cdot i_{st} \cdot i_{min} - (M_V + M_f) &= 0 \\ \Downarrow \\ M_{tT} \cdot k_{ef} \cdot i_{st} \cdot i_{min} - \left[\frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd20} \cdot S_{\check{c}e} \cdot C_x \cdot v_{max}^2 \cdot \left(14'' \cdot 25,4 \frac{mm}{''} \right) + (G_T + G_V + G_N + G_U) \cdot g \cdot f \right] &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned}
 & \Downarrow \\
 v_{\max} &= \sqrt{\frac{\frac{M_{Tef} \cdot i_{st} \cdot \frac{Z_{Pmin}}{Z_{Tmax}} - (G_T + G_V + G_N + G_U) \cdot g \cdot f}{k_{ef}}}{\frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd20} \cdot S_{ce} \cdot C_x \cdot \frac{1}{2} (d_r + 2h_r)}}} \\
 v_{\max} &= \sqrt{\frac{\frac{61250 Nmm \cdot 2,077 \cdot \frac{42 \text{ zubů}}{11 \text{ zubů}} - (90kg + 20kg + 30kg + 15kg) \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,05}{\sqrt{2}}}{\frac{1}{2} \cdot 1,3 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,75 m^2 \cdot 1,3 \cdot \frac{1}{2} \cdot \left[(26'' + 2 \cdot 1'') \cdot 25,4 \frac{mm}{''} \right]}} = 10,21 ms^{-1} = 36,75 kmh^{-1}
 \end{aligned}$$

Kde M_{Tef} – Maximální efektivní točivý moment vyvinutý jezdcem na talířovém kole, M_{Od} – točivý moment jízdních odporů vyjádřený na zadním kole, ρ_{vzd20} – měrná hmotnost vzduchu při 20°C, S_{ce} – čelní plocha jezdce a handbiku, C_x – součinitel odporu tvaru jezdce a handbiku proti proudění vzduchu, V_{\max} – maximální konstrukční rychlost

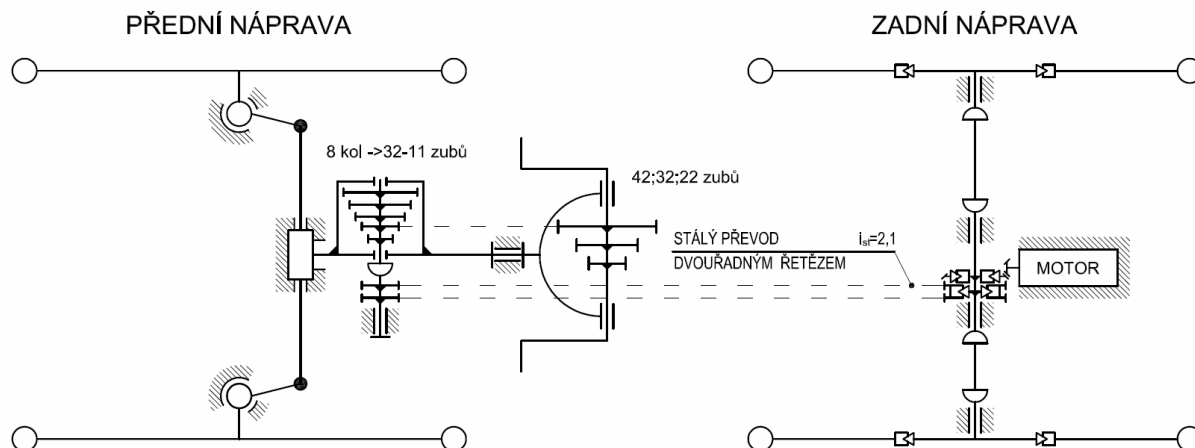
S uvážením výrazně rozdílného točivého momentu na šlapadlech, při jejich přitahování a odtlačování (graf 1), který nebyl při výpočtu uvažován, může být konstatováno, že řidič handbiku vyvine na svém stroji rychlost vyšší než 40 km/h a tudíž bude při jízdě rychlostí srovnatelný s kolegy na klasickém jízdním kole.

$$\begin{aligned}
 n_{iT} \cdot \frac{1}{i_{st} \cdot i_{min}} - \frac{v_{\max}}{O_k} &= 0 \\
 n_{iT} \cdot \frac{1}{i_{st} \cdot i_{min}} - \frac{v_{\max}}{\pi \cdot (d_r + 2h_r)} &= 0 \tag{10} \\
 &\Downarrow \\
 n_{iT} &= \frac{v_{\max}}{\pi \cdot (d_r + 2h_r)} \cdot i_{st} \cdot \frac{Z_{Pmin}}{Z_{Tmax}}
 \end{aligned}$$

Kde n_{iT} – minimální otáčky talířového kola při maximální konstrukční rychlosti, O_k – obvod kola

$$n_{iT} = \frac{10,21 ms^{-1}}{\left[\pi \cdot (26'' + 2 \cdot 1'') \cdot 25,4 \frac{mm}{''} \right] \cdot \frac{1}{1000} \frac{m}{mm}} \cdot 2,077 \cdot \frac{11 \text{ zubů}}{42 \text{ zubů}} = 2,49 s^{-1}$$

Při pokusech jízdy na silniční verzi handbiku, jsem na své osobě zjistil, že netréovaný řidič může reálně vyvinout rychlost otáčení šlapadel až 4 otáčky za sekundu bez ztráty stability jízdy. Je třeba si uvědomit, že řidič pomocí horních končetin nejen pohání handbiku samotný, ale zároveň řídí a to vše pomocí jedněch a těch samých šlapadel. Proto při vyšších otáčkách šlapadel a zároveň potřebě velké trakční síly může docházet k nestejnému vývinu síly obou horních končetin. Diference v tažné či tlačné síle horních končetin může mít za následek vznik řídicího momentu přenášeného řídicím systémem na kola.



Obr. 30 Schéma celého převodu od šlapadel ke kolům + zapojení motoru jako doplňku [8]

4.2. Zadní náprava

Snahou konstrukce je maximální opakovatelnost součástí v konstrukci handbike, proto budou ramena zadní a přední nápravy zcela stejná. Zadní náprava je vzhledem k poloze jezdce více zatížená, proto bude na konstrukce a výpočet zaměřen na zadní nápravy. Jak již bylo uvedeno v části koncepce náprav, bude konstrukce náprav tvořit rovnoběžník. Tento fakt umožňuje použít stejné rozměry a stejný materiál pro spodní a horní rameno nápravy. Spodní rameno bude proti vrchnímu doplněno o úchyt pružícího prvku. Spodní rameno je vybráno záměrně, protože umožňuje maximalizovat délku pružícího prvku.

Rameno bude výpočtem navrženo podle ohybu od svislého zatížení a ohybu od maximální brzdě síly. Poté budou obě ramena sestavena do nápravy jako celku a tato bude ověřena výpočtem pomocí MKP.

Zatížení jednoho předního (F_{PK}) a jednoho zadního kola (F_{ZK}) při maximálním zatížení na rovině (předpokládá se souměrné zatížení podle podélné roviny souměrnosti vozidla)

$$F_{PK} = \frac{F_{pn}}{2}$$

$$G_T \cdot L_T + G_V \cdot L_V + G_N \cdot L_N - G_U \cdot L_U - F_{PN} \cdot L = 0 \quad (11)$$

$$F_{PN} = \frac{G_T \cdot L_T + G_V \cdot L_V + G_N \cdot L_N - G_U \cdot L_U}{L}$$

$$F_{PN} = \frac{1}{874mm} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \{ (90kg \cdot 273mm + 20kg \cdot 361mm + 30kg \cdot 673mm - 15kg \cdot 100mm) \} = 566,7N$$

$$F_{PK} = \frac{F_{PN}}{2} = \frac{566,6N}{2} = \underline{\underline{283,3N}}$$

$$G_T + G_V + G_N - G_U - F_{PN} - F_{ZN} = 0 \quad (12)$$

$$F_{ZN} = G_T + G_V + G_N - G_U - F_{PN}$$

Kde : F_{PN} – maximální síla na přední nápravě od svislého zatížení v klidu, F_{ZN} – maximální síla na zadní nápravě od svislého zatížení v klidu, F_{PK} – maximální síla na předním kole od svislého zatížení v klidu, F_{zk} – maximální síla na zadním kole od svislého zatížení v klidu

$$F_{ZN} = (90kg + 20kg + 30kg + 10kg) \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} - 566,6N = 954N$$

$$F_{ZK} = \frac{F_{ZN}}{2} = \frac{953,95N}{2} = \underline{\underline{476,9N}}$$

Maximální výpočtový ohybový moment polonápravy od zatížení jezdcem

$$M_o = l_{r2} \cdot F_k = 40mm \cdot 476,9N = 19\,077Nmm$$

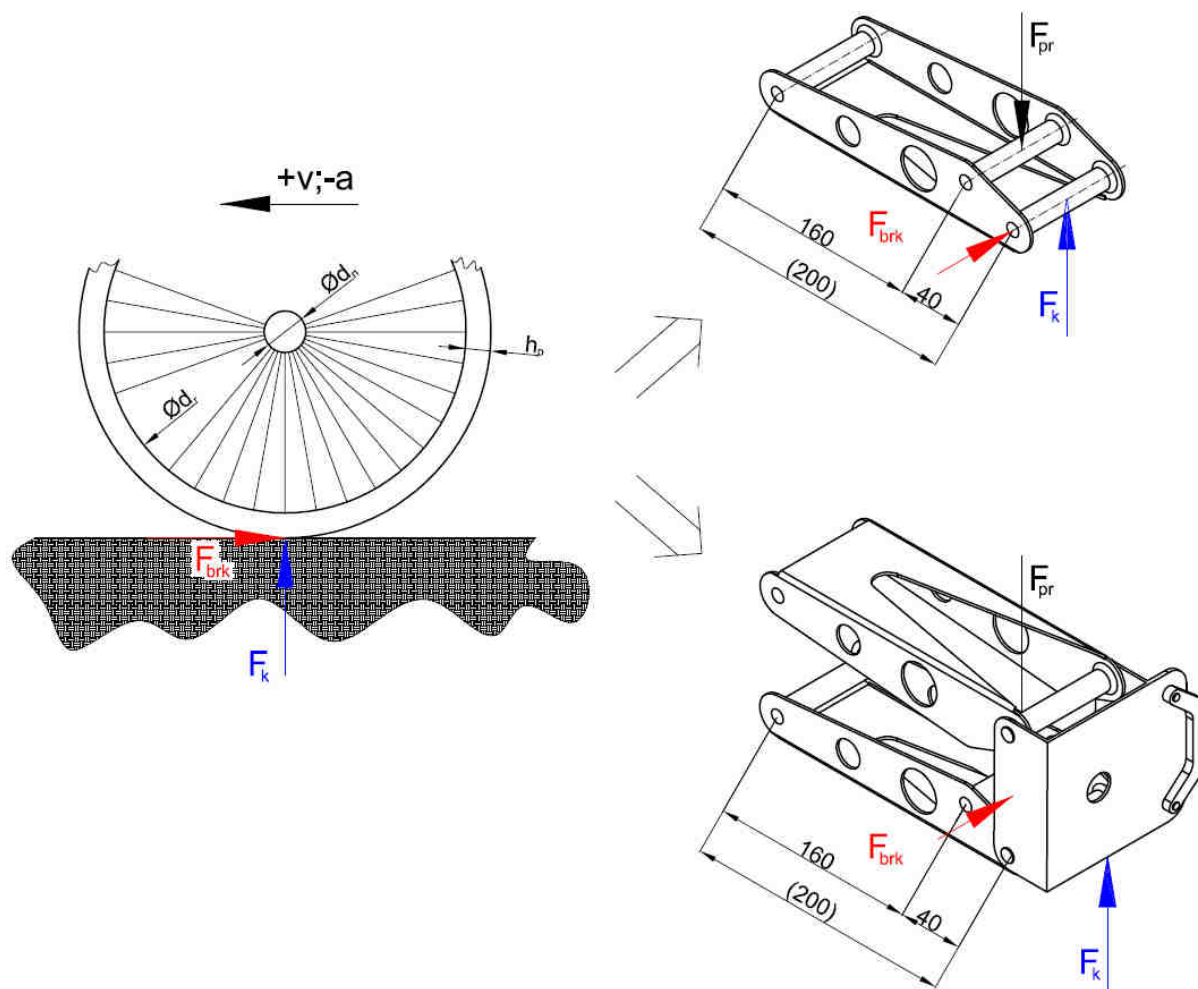
Výška ramena nápravy tvaru U z plechu tloušťky $t=2$ mm - ohybový moment nese jen spodní rameno (horizontální nosná plocha ramena není brána v potaz, protože není možné určit nosný průřez vzhledem k budoucímu odlehčování)

$$W_{Ok} = \frac{M_o}{\sigma_{doAl}} \quad (13)$$

$$W_{Ok} = \frac{1}{6} \cdot 2t \cdot h_{ry}^2 \quad (14)$$

$$W_{Ok} = \frac{19\,077Nmm}{30MPa} = 635,9mm^3 \Rightarrow h_{ry} = \sqrt{6 \cdot \frac{W_{Ok}}{2 \cdot t}} = \sqrt{6 \cdot \frac{635,9mm^3}{2 \cdot 2mm}} = 30,9mm$$

Maximální brzdná síla na obvodu kola 26“ při zatížení jezdcem o hmotnosti 120 kg (koeficient adheze $\mu=1$, odlehčení při brzdění není pro minimální rychlost bráno v potaz)



Obr. 31 Síly působící na kolo na rameno při zatížení a brzdění [8]

$$F_{brk} = F_k \cdot \mu = 476,9N \cdot 1 = 476,9N \quad (15)$$

Kde F_{brk} – maximální brzdná síla na nápravě, F_k – reakční síla od kola na nápravu; μ – maximální možný součinitel adheze

Maximální výpočtový ohybový moment nápravy od zatížení brzdou silou

$$M_{Obr} = (l_{r1} + l_{r2}) \cdot F_{brk} = (40mm + 160mm) \cdot 476,9N = 95\,380Nmm$$

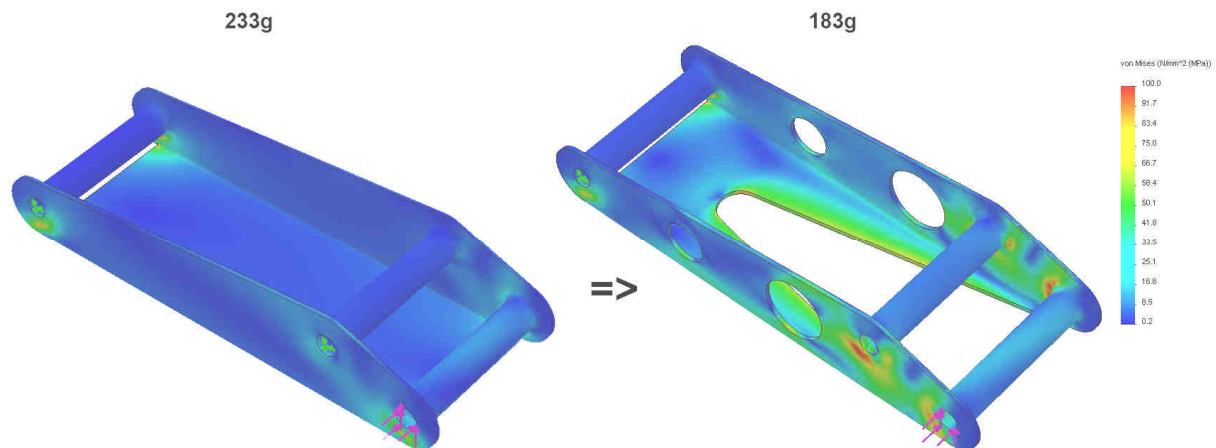
Nejvyšší šířka ramena nápravy tvaru U z plechu tloušťky $t=2$ mm – ohybový moment nesou obě ramena (vertikální nosná plocha není brána v potaz, protože není možné určit nosný průřez vzhledem k plánovanému odlehčování)

$$W_{Obr} = \frac{M_{Obr}}{\sigma_{doAl}}$$

$$W_{Obr} = \frac{1}{6} \cdot 2t \cdot h_{rx}^2$$

$$W_{Obr} = \frac{M_{Obr}}{\sigma_{doAl}} = \frac{95\,280\,Nmm}{30\,MPa} = 3179,3\,mm^3 \Rightarrow h_{rx} = \sqrt{6 \cdot \frac{W_{Obr}}{2 \cdot t}} = \sqrt{6 \cdot \frac{3179,3\,mm^3}{2 \cdot 2\,mm}} = 69,1\,mm$$

Tvar a rozměry ramen po odlehčení (využito výpočtů MKP pro určení nejméně namáhaných míst a z toho vyplývající polohy odlehčovacích otvorů)



Obr. 32 Spodní rameno nápravy před odlehčením a po odlehčení – průběh napětí ze zatížení daných výpočty (11) a (15) [10]

Celkové odlehčení ramena nápravy

$$R_{mSN} = \left(1 - \frac{m_{SN2}}{m_{SN1}}\right) \cdot 100\% \quad (16)$$

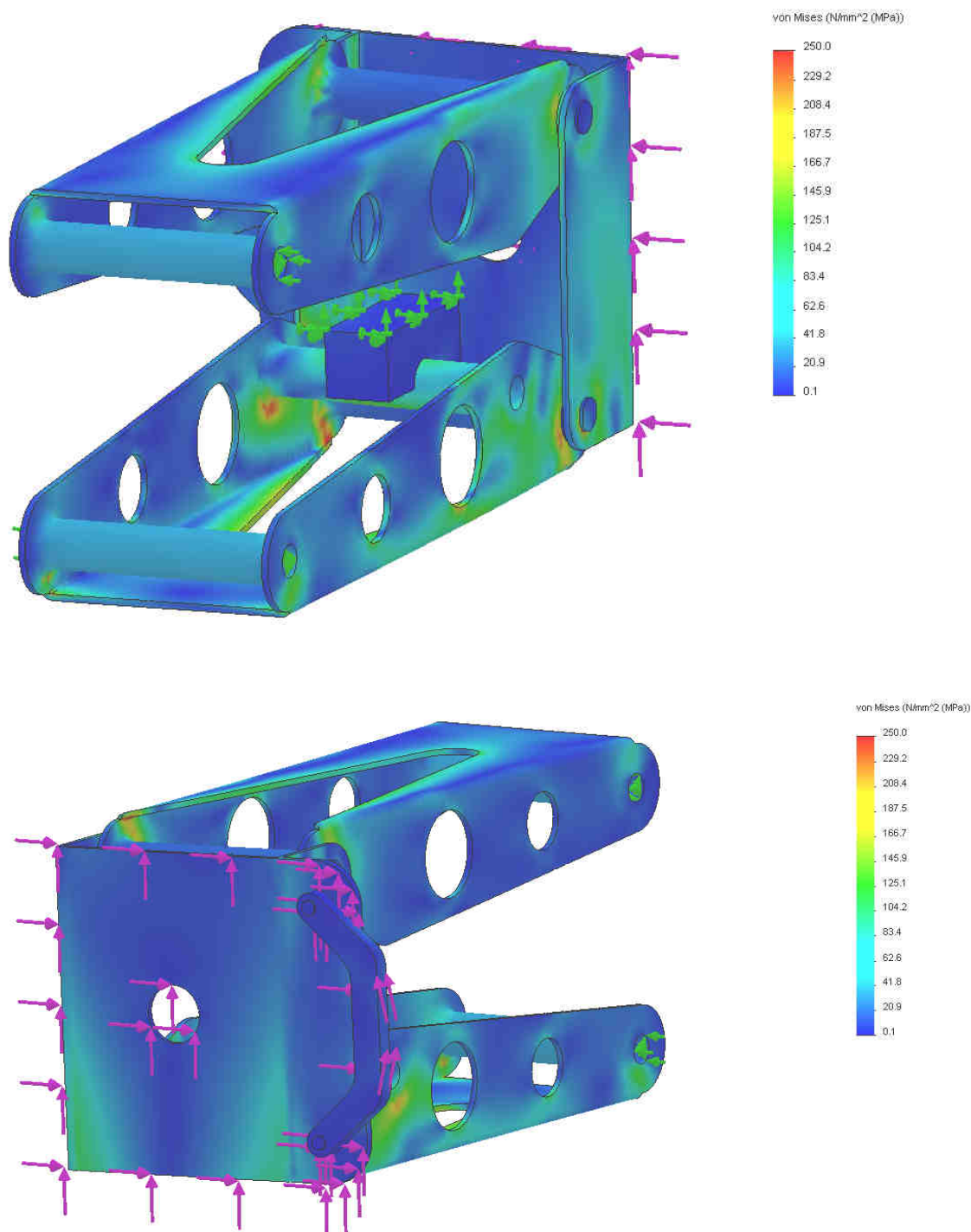
$$R_{mSN} = \left(1 - \frac{m_{SN2}}{m_{SN1}}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{183\,g}{233\,g}\right) \cdot 100\% = 21,5\%$$

Pro odlehčování nápravy je stanoveno, že napětí v materiálu nápravy nesmí nepřekročit 20 – 30 % meze kluzu pro daný materiál mimo místa svarových míst.

Při odlehčování ramen nápravy docházelo k určitým nepřesnostem ve výpočtu, protože upnutí ramen nápravy k hlavnímu nosnému rámu nevykazuje absolutní tuhost, která byla při výpočtu realizována volbou upnutí. Proto je dále přistoupeno ke kontrole mechanického napětí a deformace nápravy jako celku v nejméně příznivé poloze vzhledem k hlavnímu rámu (největší rameno sil => největší ohybové momenty). Náprava bude zatížena maximálními dosažitelnými hodnotami sil od hmotnosti jezdce a vozidla i od brzdě síly, stejně jako při kontrole samostatného ramena. Dále bude přidán kroutící moment vyvozený brzděčem při

maximální brzdné síle. Místo pružící jednotky bude použita pevná opěra, čímž budeme pro prvotní výpočet simulována pružina o nekonečně velké tuhosti.

$$M_{kbr} = \frac{(d_r + 2h_p) \cdot F_{brk}}{2} = \frac{(26'' + 2 \cdot 1'') \cdot 25,4 \frac{mm}{''} \cdot 476,9N}{2} = 169\,586 Nmm \quad (17)$$



Obr. 33 Průběh napětí v zadní nápravě při zatížení, brzdné síle a brzdém momentu počítaných vzorci (10), (14) a (17) [10]

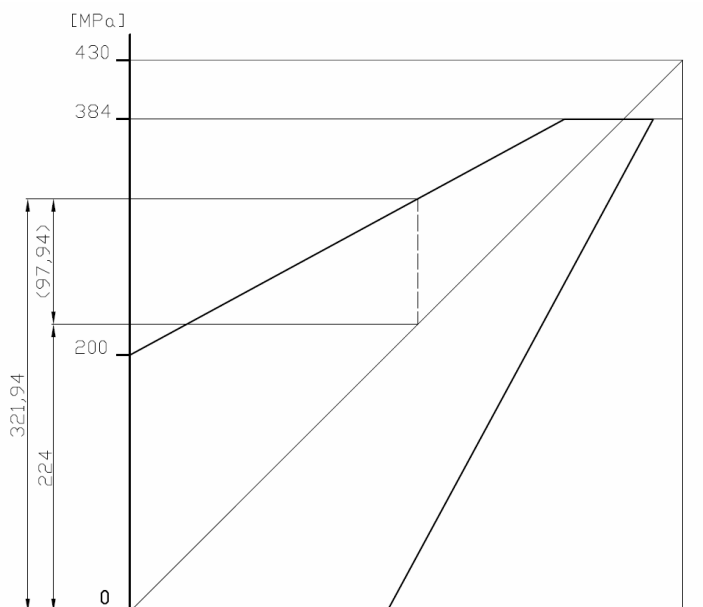
VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ ANALÝZY MKP

Odlehčení ramena nápravy (obr. 32)

Odlehčení ramena nápravy bylo realizováno kruhovými dírami a výřezem s maximálním možným poloměrem křivosti, což eliminuje vznik koncentrátů napětí v kritických místech. Maximální koncentrace napětí, dle hypotézy von Mises, (90-100 MPa) se objevuje ve svaru v místech největšího předpokládaného ohybového momentu. Oblast s odlehčovacemi otvory a odlehčovacím výřezem není vystavena maximálnímu namáhání. Maximální napětí v materiálu, dle hypotézy von Mises, (mimo místo svarového spojení) je 75MPa což odpovídá 25,9 % meze kluzu uvažovaného hliníkového materiálu EN AW – 2024 – T351 a 19,5 % pro materiál EN AW-7075-T4.

Celkové namáhání zadní nápravy (obr. 33)

Maximální koncentrace napětí v materiálu, dle hypotézy von Mises, (mimo svarová místa) je 224 MPa. Jak je vidět z Schmitova diagramu materiálu EN AW-7075-T4 (obr. 34), je maximální dovolená amplituda rozkmitu napětí v materiálu nápravy téměř 98 MPa. Amplituda napětí bude představovat zvýšené namáhání způsobené vyšším svislým ohybovým momentem při propružení nápravy. Maximální ohybový moment od svislého zatížení bude znám až po určení maximální tuhosti pružícího prvku a příčného stabilizátoru dané nápravy. Pro prvotní návrh dalších částí handbike však předchodí analýza zcela postačuje. Tuhost pružících a stabilizačních prvků není předmětem řešení této práce.



Obr. 34 Schmitův diagram pro materiál EN AW-7075-T4 [8]

Materiálem použitým pro konstrukci ramen nápravy tedy stanovují hliníkovou slitinu EN AW-7075-T4.

5. Technologické zpracování

5.1. Zpevňování (vytvrzování) hliníkové slitiny

Vytvrzování neboli precipitační zpevňování, je proces, který je uvažovaným konstrukčním slitinám hliníku vlastní při chladnutí z vysoké teploty a dále pak při pokojové teplotě. V principu jde o difúzi precipitátů na hranice zrn a tím vzniku zpevněné struktury. Zpevněná struktura může působit potíže při svařování či tváření. Bezprostředně před provedením ohybu nebo svaru je tedy nutné vyrovnat pevnost materiálu v dostatečné vzdálenosti od svaru.

Změkčení (odpevnění) se dosáhne prohřátím materiálu na teplotu 440 – 520 °C (nižší teplota pro hliník 6xxx, vyšší pro 2xxx) a prudkým zchlazením například ve vodě.[16] Postup změkčování (odpevnění) hliníkové slitiny je postupem podobným kalení oceli, ale vnitřní pochody v materiálu jsou zcela odlišné.

Po změkčení hliníkové slitiny, výše popsaným způsobem, dochází k okamžitému nástupu vytvrzovací fáze. I přesto je však možno materiál po určité době technologicky zpracovávat (tvářet, svařovat) aniž by probíhající zpevňování působilo technologické obtíže. Přesná limitní doba pro zpracování je obtížně stanovitelná a záleží na době výdrže při prohřívání materiálu a druhu materiálu. Pro krátké prohřátí, které bude uvažováno, bude hraniční doba zpracovatelnosti použitých materiálů, tedy hliníkových slitin 2xxx, 6xxx, 7xxx, obvykle větší než 15 minut, ale i tak nebude doba 15 minut raději překračována. Při nutnosti zvýšení času zpracování bude upraven i technologický postup odpevnění.

5.2. Řešení svarového spojování

Před započítím svařování a po svařování je nutné technologické zpracování hliníkových slitin 7xxx, 6xxx a 2xxx. Svařování hliníkových slitin je složitá oblast, proto bude probráno jen technologické minimum nutné k provedení svarů a do hlubších souvislostí nebude zasahováno.

Při svařování hliníku jsou omezující dva základní faktory :

1) Afinita hliníku ke kyslíku, která vede k tvorbě oxidu hlinitého na povrchu hliníkové slitiny. Oxid hlinitý má násobně vyšší teplotu tání (2050°C) než čistý hliník (660°C) nebo uvažované slitiny hliníku.

Přítomnost oxidů hliníku, zvláště pak oxidu hlinitého lze technologicky zvládnout nastavením správného průběhu svařovacího proudu, použitím svařovacích tavidel nebo použitím čisticidel aplikovaných těsně před svařováním, čímž bude oxid hlinitý z povrchu odstraněn.

Vytvoření vrstvy oxidu hliníku po svaření konstrukce je technologicky výhodné z hlediska ochrany hliníku i z hlediska dalších technologických postupů povrchových úprav.

2) Vysoká rozdílná pevnost měkké slitiny po svařování a vytvrzené hliníkové slitiny v okolních místech. Rozdílná pevnost a značná tepelná roztažnost hliníkové slitiny by měla při svařování za následek vysoké riziko vzniku trhlin ve svarech. Bezprostředně před provedením svaru je tedy nutné vyrovnat pevnost materiálu v dostatečné vzdálenosti od svaru. Při provádění více svarů na jednom profilu je vhodné provést změkčení celého profilu naráz. Po odpevnění materiálu je uvažován čas 15 minut na provedení svarů a zahájení dalšího tepelného zpracování aniž dojde k negativnímu ovlivnění materiálu vlivem zahájení opětovného zpevnování.

Přídavný svarový kov pro materiál 6xxx musí obsahovat 10–13% křemíku.

Přídavný svarový kov pro materiál 2xxx musí obsahovat cca 5% Cu + 0,5% Ti + 0,5% B.

Přídavný svarový kov pro materiál 7xxx musí obsahovat cca 2,4-3,4% Zn + 3,3-4,3% Mg + 0,3-0,5% Mn + 0,1-0,2% Cr a max. 0,1% Si; max. 0,4% Fe; max. 0,03% Cu; max. 0,1% Ti; max. 0,0008% Be a max. 0,05% dalších prvků tak aby jejich souhrnné množství nepřesahovalo 0,1%.

Zbytek obsahu přídavného materiálu je vždy hliník. [16]

Konstrukci z materiálů 2xxx a 7xxx je nutné po svařování znovu tepelně zpracovat již probraným způsobem tj. prohřátí materiálu na 480 – 520°C, prudké zchlazení ve vodě a poté přirozené stárnutí do maximální pevnosti po dobu 1-2 týdnů do maximální pevnosti. [16]

Nárůst mechanické pevnosti neprobíhá lineárně s časem, proto je nutné dodržet krátký čas pro zpracování, ale poměrně dlouhý čas pro maximální vytvrzení.

5.3. Svařování metodou TIG (metoda 141)

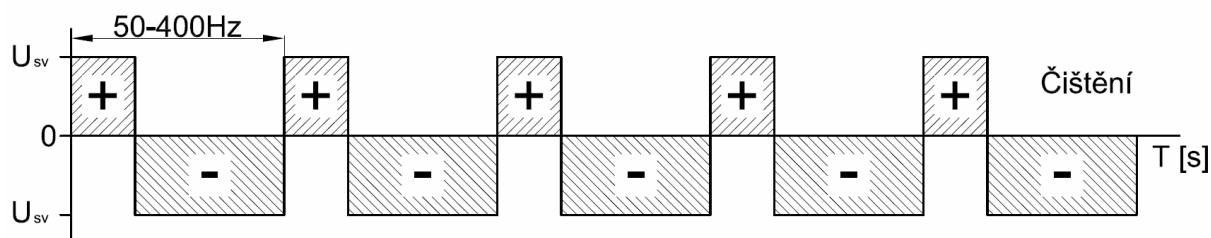
Svařování bude probíhat ruční metodou TIG AC na moderním stroji s nastavitelným poměrem kladné a záporné polarity (nastavitelná balance) + frekvence střídavé HF zapalováním oblouku.

Jako materiál svařovací netavitelné elektrody je použit wolfram. Wolfram může být použit jak čistý (označení WP a zelený konec), nebo legovaný 0,8% zirkonu (WZ08 a bílý konec)

popřípadě 2,0% ceru (WC20 a šedý konec), lépe však 2,0% lanthanu (WL20 a modrý konec) [17]. Průměr elektrody bude 1,6mm, což vyhovuje proudovému rozsahu svařování všech uvažovaných tlouštěk materiálu.

Jako ochranný plyn je užit argon, nebo argon s přidavkem 2% vodíku, který zlepší redukcí zbytkového kyslíku ve svaru. Při absenci zásob argonu může být využito i dražší helium a to až do koncentrace 95% helia a 5% argonu. Použití helia je však z technologického hlediska zbytečné. Čistota plynu musí dosahovat stupně 4,6 pro hliník třídy 2xxx a 7xxx lépe 4,8. Průtok plynu hořákem nastavit nad 8l/min s předfukem 2s a dofukem 30s.

Pro čištění svarového místa bude při svařování elektrickým obloukem využito nastavení proměnné polarity svařovacího proudu, kdy nepřímé zapojení polarity (hořák +, materiál -) čistí povrch svařovaného materiálu od oxidů hliníku a přímé zapojení (hořák -, materiál +) vnáší do materiálu maximum svařovacího tepla. Průběh polarity svařovacího proudu je na obr. 35.



Obr. 35 Průběh teploty ve svaru [8]

5.4. Bodové svařování

Nepříliš rozšířeným způsobem spojování hliníkových plechů je spojování pomocí bodových či švových svarů. Zatímco bodové svařování ocelových materiálů je technologicky snadné, při svařování hliníku vznikají určité technologické problémy. Jako hlavním problémem, kromě již zmiňovaného povrchového povlaku oxidu hlinitého, může být jmenována značná tepelná vodivost hliníku a tím i odvádění tepla z místa svaru do okolí.

Před zahájením svařování bude opět provedeno tepelné zpracování. Vrstva oxidu hliníku bude nahrubo částečně odstraněna mechanicky (kartáčováním) a na čisto chemicky. Po změkčení je bezpečný čas pro zpracování materiálu přibližně do 15minut. Očištěný materiál vydrží dostatečně čistý přibližně 10–15 minut, takže při provádění svarů je nutná určitá dynamika a promyšlenost pracovního postupu.

Pro teoretický návrh svařovacího proudu a velikosti svarového bodu bude opět využita metoda teplotního výpočtu MKP. Efektivní vnesený tepelný výkon byl vypočten podle

parametrů bodové svářečky a měření vodivosti svařovaného materiálu. Při svařování mohou být využity tzv. měkká a tvrdá metoda. Měkká metoda operuje s menším přtlakem elektrod, nižším svařovacím proudem a delší dobou svařování. Tvrdá metoda naopak preferuje velký měrný tlak elektrod v místě svaru, vysoký svařovací proud a krátký čas. Vzhledem k značné tepelné vodivosti hliníku je volena tvrdá metoda.

Navržené parametry svařování pro svaření plechu rámu (2x 1,2mm) bodovým svarem Ø4 – 5mm

Svařovací proud : $I_{sv} = 30\text{kA}$

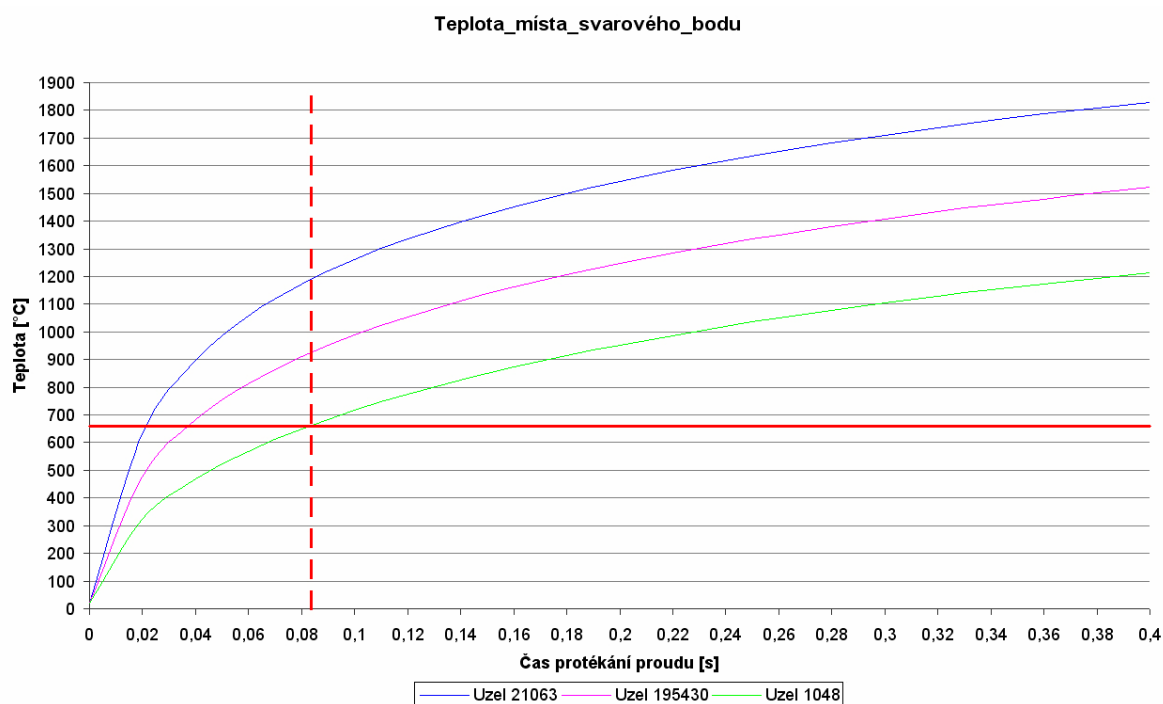
Přítlak elektrod : $F_{el} = 3\text{kN}$

Doba svaru : do 20period (do 0,4s) – pro návrh doby svařování bude provedena tepelná úloha MKP jako přechodová úloha s časovým rozdělením po době jedné periody (0,02s).

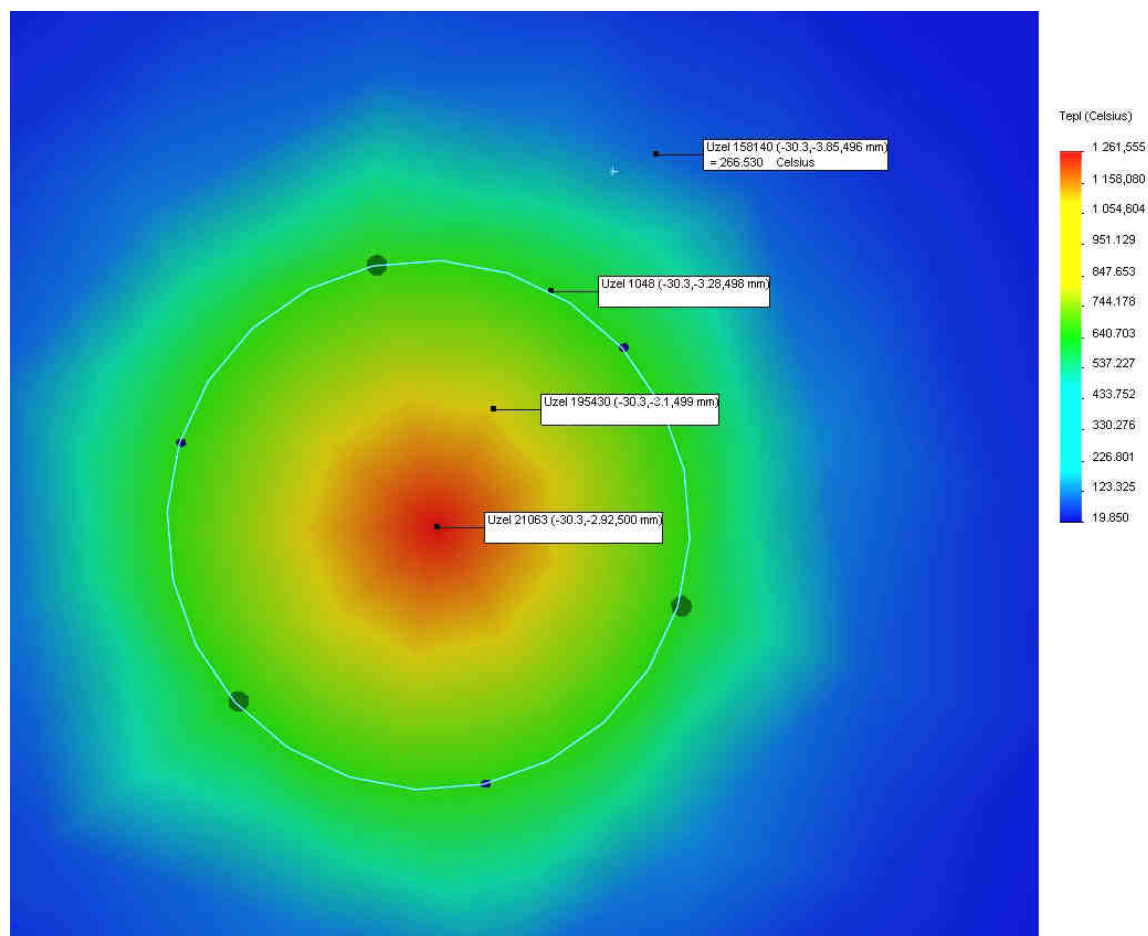
Při vzniku bodového svaru, dochází k prohřívání svarového místa z prostoru styku dvou svařovaných plechů. Pro účel výpočtu metodou MKP byl, vzhledem k malé tloušťce plechů 2x1,2mm zvolen příkon tepla od povrchu jednoho z plechu. Efektivní příkon byl pro předpokládaný přechodový odpor a daný svařovací proud určen na 2100W pro plochu svaru Ø 5mm. Průběh příkonu tepla do svaru je pro zjednodušení výpočtu reprezentován křivkou průběhem hrubě kopírující reálný sinusový průběh.

Pro vznik kvalitního svarového spoje musí dojít k zahřátí spojovaných materiálů nad teplotu tavení tj. nad 660 °C.

Průběh teploty středu a okraje svarového bodu v čase je zaznamenán v grafu 2.



Graf 2 Průběh teploty ve svaru [10]



Obr. 36 Průběh teploty ve svarovém bodu a poloha měřených míst uvedených v grafu 2 [10]

VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ ANALÝZY MKP

Průběh teploty ve svaru (graf 2)

Graf 2 ukazuje průběh nárůstu teploty ve třech hlavních bodech plochy bodového svaru. Pro určení minimální doby svařování (určení počtu period průchodu proudu při svařování) je rozhodující nárůst teploty okraje svaru reprezentovaného uzlem 1048 (obr. 36). Doba nutná pro překročení teploty tavení hliníkového materiálu (660 °C) pro uzel 1048 se nalézá v rozmezí 0,08–0,1 s. Nutná doba svaru tedy odpovídá pěti celým periodám pro svařovací proud 50Hz. Frekvence proudu 50Hz odpovídá předpisům pro dodávky silové elektřiny užívané v České republice.

Obr. 35 ukazuje teplotní mapu svarového bodu pro svařovací dobu 5 period tedy 0,1 s, hranice svaru je zobrazena kružnicí.

6. Povrchová úprava

6.1. Hliníkové slitiny

Veškeré hliníkové slitiny lze s výhodou zpracovat anodickou oxidací povrchové vrstvy (eloxováním) a následným probarvením takto vzniklé vrstvy, která po uzavření bezpečně zadržuje barvu. Technologická jednotka pro výrobu oxidické vrstvy je pro všechny barvy stejná, což umožňuje výrobu velké barevné škály povrchů, bez nutnosti investice vysokých finančních prostředků pro každou barvu.

Eloxování je nutné i na površích určených ke spojování lepenými spoji, jinak nelze zaručit dostatečnou jakost lepených spojů.

Pokud by měl být handbike využíván v zimních obdobích, nebo v přímořských oblastech, není samotné eloxování dostatečná povrchová úprava. Slané prostředí může způsobovat narušování povrchové vrstvy užitých hliníkových slitin a tím přispívat ke snižování pevnosti nosných částí. Proti agresivnímu prostředí bude povrch ošetřen eloxováním, či jiným vhodným zdrsňením a dále pak vrstvou barvy.

Mezi vhodné barvy patří epoxidové, nebo polyuretanové vícesložkové barvy. Využití práškových vypalovaných barev není vhodné, protože teplené zpracování výrobku při vypalování barvy by mohlo způsobit podstatné snížení pevnosti materiálu tzv. přestárnutím hliníkové slitiny, nebo jeho odpevnění. Technologické zpracování pro opětovné dosažení maximální pevnosti by mohlo poškodit povrch již nanesené a vypálené barvy.

Na přání, např. při požadavcích na umělecké zpracování, lze samozřejmě použít i jiné barvy, např. na bázi akrylátu. Barvy na bázi akrylátu nevykazují oproti výše uvedeným vícesložkovým barvám dostatečnou stálost a proto je vhodné tyto barvy aplikovat na základní nátěr z výše popsanych vícesložkových barev.

6.2. Korozivzdorná ocel

Veškeré součásti vyrobené z korozivzdorné oceli jsou již materiálovým složením voleny s ohledem na provozní prostředí. To znamená že i ve slaném prostředí odolávají důlkové a bodové korozi a proto není v základu nutné aplikovat povrchovou úpravu.

Pro zvýšení atraktivnosti vzhledu vozidla, mohou být součásti z korozivzdorné oceli povrchově leštěny a poté opatřeny průhlednou konzervační vrstvou užitou při dopravě.

6.3. Ostatní ocelové součásti

Ostatní ocelové součásti, jako jsou spojovací a zajišťovací prvky (šrouby, matice, čepy, závlačky, ...) budou ošetřeny povrchovou vrstvou na bázi zinku, nebo hliníku.

Táhla, lanka, bowdeny a podobné ovládací součásti, nebo čepy v místech kluzného spojení jsou ošetřeny vrstvou maziva, které usnadňuje jejich vzájemný pohyb a zároveň chrání proti korozi.

6.4. Měděné součásti

Měděné součásti jako jsou vodiče, budou chráněny dvojitou izolační vrstvou. První (vnitřní) povrchová vrstva bude řešena jako plastová izolace na bázi PE,PP. Plastová izolace chrání vodič před vznikem elektrického zkratu a plní proto spíše technologickou funkci. Vnější ochrana bude zajištěna vhodnými chránícími trubkami, průchodkami a dodatečnými povlaky, které ochrání vedení a první izolaci před mechanickým porušením.

Kontakty elektrických spínačů jsou kryty v tělesech spínačů a proto není nutná další ochrana. Připojovací body spínačů budou chráněny buď vhodným umístěním do krycích krabiček, nebo tepelně smrštelnou bužírkou vhodného průměru před a po smrštění.

6.5. Dřevěné součásti

Povrchy užitých dřevěných součástí (madla pedálů) budou ošetřena chemickými prostředky proti vzniku plísní a poté podtlakovým nasycením směsí lněného oleje a včelího vosku. Součásti lze vyrobit i z některých druhů afrických vzácných, tzv. těžkých či kamenných dřev, které ošetřování nepotřebují po dlouhou dobu.

Po styku madel s vodou (děšť, mytí vozidla) či po velké expozici madla potom je vhodné materiál otřít, vysušit a pokud je to nutné obnovit povrchovou vrstvou prostředky na bázi lněného oleje a včelího vosku.

Dále se nabízí možnost využití tzv. stabilizovaného dřeva, které nepotřebuje žádnou povrchovou úpravu. Stabilizované dřevo je dřevo rozličných stromů upravené tzv. vakuovou stabilizací pomocí umělých pryskyřic. Nejčastěji se využívá vakuové napouštění pryskyřicemi na bázi polymethylmethakrylátů.

Stabilizované dřevo je velmi tvrdé a houževnaté.

6.6. Gumové součásti

Gumové součásti kol, jako jsou pláště, duše popřípadě ventilkové trubičky nebudou opatřeny žádnou speciální povrchovou úpravou, protože se u nich předpokládá poměrně značná rychlost opotřebení a povrchová úprava by se musela stále opakovat.

Gumové krycí manžety či madla budou udržována v čistotě, popřípadě bude aplikována vrstva glycerinu (madla), nebo silikonového oleje (krycí manžety) v pravidelných kontrolních intervalech. Povrchová úprava je silně závislá na druhu a zpracování pryže a taktéž na případném styku povrchu s pokožkou.

6.7. Plastové součásti

Veškeré polymerní součásti mimo výše uvedených pryží nepotřebují žádnou povrchovou úpravu. Potahy čalouněných částí handbike z PE a PP tkaniny budou ošetřovány prostředky pro zvýšení voděodpudivosti a nepropustnosti.

7. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout koncepci vozidla typu handbike a vypočítat rozměry některých částí podvozku, které budou univerzální, to znamená že nebudou podléhat směrnicím a požadavkům příslušných států pro zařízení, pomůcky a sportovní náčiní určené osobám s tělesným postižením.

V práci jsem kompletně vyřešil koncepci vozidla a koncepci konstrukčních částí. V současné době je toto jediné známé koncepční zpracování odpružené verze handbiku, tedy vozidla které bude umožňovat paraplegikům komfortní pohyb mimo zpevněné vozovky.

Dále jsem navrhl a výpočtově ověřil rozměry kol a náprav včetně použitých materiálů, což poskytuje základ pro výrobu náprav a fyzické zkoušky chování podvozku spojené s vývojem a laděním pružících a stabilizačních prvků celé konstrukce.

Konstrukční návrhy tvarů a rozměrů náprav jsem doplnil volbou vhodného materiálu, technologie spojování a určil podmínky a parametry těchto technologií.

Další vývoj ovládacích prvků a tvaru sedadla by byl předmětem individuálního vývoje, ve spolupráci s lékařskou fakultou, který by navazoval na možnosti již navrženého konstrukčního řešení a odpovídal směrnicím vztahujícím se na sportovní a kompenzační pomůcky a doplňky pro osoby s pohybovým postižením dolních končetin platným v místě dodání koncovému uživateli .

Vytýčené cíle práce jsem splnil.

Seznam použitých symbolů a zkratek

Tab. 10 Seznam použitých symbolů a zkratek

Značka / Zkratka	Význam
$^{\circ}$	Úhlové stupně
$^{\circ}\text{C}$	Stupně Celsia
B	Bór
Be	Beryllium
Cr	Chrom
Cu	Měď
C_x	Součinitel odporu tvaru jezdce a handbiku proti obtékání vzduchem
F_{brk}	Maximální brzdná síla na obvodu kola
Fe	Železo
F_{el}	Přítlačná síla elektrod
F_K	Síla na zadním kole
F_{PN}	Síla na přední nápravě
F_{PNR}	Reakční síla na přední nápravě
F_S	Jízdní odpor vozidla stojícího na nakloněné rovině
$F_{\dot{s}max1}$	Maximální síla na šlapadlech při přitahování
$F_{\dot{s}max2}$	Maximální síla na šlapadlech při odtlačování
F_{ZN}	Síla na zadní nápravě
F_{ZNR}	Reakční síla na zadní nápravě
G_N	Tíha nohou řidiče
G_T	Tíha trupu řidiče
G_U	Tíha užitečného nákladu
G_V	Tíha vozidla
H	Výška nápravy od země
H_N	Výška těžiště nohou řidiče
H_T	Výška těžiště trupu řidiče
H_U	Výška těžiště užitečného nákladu
H_V	Výška těžiště vozidla
Hz	Hertz
Kč	Koruny české
L	Rozvor náprav
L_N	Poloha těžiště nohou řidiče
L_p	Šířka příkopu
$L_{\dot{s}}$	Délka šlapadel
L_T	Poloha těžiště trupu řidiče
L_U	Poloha těžiště užitečného nákladu
L_V	Poloha těžiště vozidla
Mg	Hořčík
M_{kbr}	Maximální brzdný moment zadního kola
Mn	Mangan
M_O	Ohybový moment od svislé síly
M_{Obr}	Maximální ohybový moment od brzdě síly
M_{od}	Točivý moment jízdních odporů na zadních kolech
M_P	Točivý moment na hranici prokluzu
M_{tK}	Točivý moment na kolech zadní nápravy
M_{tT}	Maximální točivý moment na talířovém kole
M_{tTef}	Efektivní točivý moment na talířovém kole
N	Newton
PE	Polyethylen

PP	Polypropylen
$S_{\check{C}E}$	Čelní plocha jezdce a handbiku
Si	Křemík
T	Těžiště
Ti	Titan
W	watt
W_{OK}	
Zn	Zinek
Z_{Pmax}	Maximální počet zubů na pastorku
Z_{Pmin}	Minimální počet zubů na pastorku
Z_{Tmax}	Maximální počet zubů na talířovém kole
Z_{Tmin}	Minimální počet zubů na talířovém kole
d_n	Průměr náboje kola
d_{rb}	Minimální průměr ráfku kola při brodění
d_{rp}	Minimální průměr ráfku kola při překonání příkopu
d_{rs}	Minimální průměr ráfku kola při zdolání svislého stupně
f	Součinitel valivého odporu
g	Tíhové zrychlení
h_b	Hloubka brodu
h_p	Výška pláště
h_{rx}	Minimální šířka ramena nápravy
h_{ry}	Minimální výška ramena nápravy
h_s	Výška svislého stupně
i_c	Celkový převod řetězového převodu
i_{max}	Maximální převod volitelného převodu
i_{min}	Minimální převod volitelného převodu
i_{st}	Stálý převod
I_{SV}	Svařovací proud
k_{ef}	Koeficient efektivity
kg	kilogram
l_{r1}	Délka ramena nápravy od pružícího prvku k úchytu do rámu
l_{r2}	Délka ramena nápravy od těhlice k pružícímu prvku
m	metr
m_N	Hmotnost nohou řidiče
m_T	Hmotnost trupu řidiče
m_U	Hmotnost užitečného nákladu
m_V	Hmotnost vozidla
n_{tT}	Minimální otáčky talířového kola při maximální konstrukční rychlosti
r_k	Poloměr kola
s	Sekunda
t	Tloušťka plechu nápravy
v_{max}	Maximální konstrukční rychlost
α	Úhel nakloněné roviny
β, γ	Pomocné úhly kola
μ_P	Součinitel adheze uvažovaný při prokluzu zadních kol
ρ_{vzd20}	Měrná hmotnost vzduchu při 20°C
σ_{doAl}	Dovolené ohybové napětí hliníku pro návrh

Seznam tabulek

Tab. 1 Konstrukční omezení a požadavky na handbike [7].....	17
Tab. 2 Váha parametrů pro určení vhodnosti koncepce handbike	19
Tab. 3 Váha parametrů pro určení konstrukčních materiálů	19
Tab. 4 Rozměry kol určené podle překonávaných překážek	24
Tab. 5 Parametry uvažovaných hliníkových slitin [12]	29
Tab. 6 Hmotnost uvažovaných koncepcí rámu [13].....	29
Tab. 7 Porovnání uvažovaných konstrukčních materiálů	30
Tab. 8 Dodržení požadovaných parametrů – srovnání rámu	30
Tab. 9 Porovnání uvažovaných koncepcí rámu	30
Tab. 10 Seznam použitých symbolů a zkratk	61

Seznam obrázků

Obr. 1 Poloha jezdce na Handbiku [2]	11
Obr. 2 BPV – bike pro vozíčkáře No Question [3]	12
Obr. 3 BPV – bike pro vozíčkáře No Question [3]	13
Obr. 4 Pohonný nástavec Handbike Challenger [4].....	14
Obr. 5 Pohonný nástavec Handbike Challenger na vozíku K-4 fy Sivák [4].....	14
Obr. 6 Závodní silniční handbike z duralu a vláknových kompozitů na bázi uhlíku [5].....	15
Obr. 7 Handbike s předními rejdovými koly a jedním zadním poháněným kolem [6].....	15
Obr. 8 Konstrukční omezení a požadavky na handbike [8].....	18
Obr. 9 Plášt' kola s kombinovaným silničním a terénním dezénem [8]	21
Obr. 10 Brodící se kolo – rozměrové poměry [8]	22
Obr. 11 Přejezd příkopu – rozměrové poměry [8]	22
Obr. 12 Zdolání svislého stupně – rozměrové poměry [8]	23
Obr. 13 Stabilita trojúhelníkové konstrukce [8].....	25
Obr. 14 Stabilita dvounápravové dvoustopé konstrukce [8]	25
Obr. 15 Velikost úhlu natočení kol pro různé vnější poloměry zatáčení [8].....	26
Obr. 16 Rozdělování točivého momentu ze šlapadel na kola nápravy [8].....	27
Obr. 17 Trubkový a trubko-plechový centrální rám [9].....	28
Obr. 18 Centrální rám s pomocným rámem [10]	29
Obr. 19 Požadované parametry rámu dle tab. 9 [11].....	30
Obr. 20 Pružící jednotka s vinutou pružinou [8].....	32
Obr. 21 Plynová pružící jednotka s konstantní hmotností plynu [8].....	32
Obr. 22 Princip změny délky vinuté pružiny v předpruženém stavu [8]	32
Obr. 23 Dvoupolohový systém plynové pružící jednotky [8]	33
Obr. 24 Koncepce ovládání provozních brzd [8].....	36
Obr. 25 Koncepce ovládání parkovací brzdy [8]	38

Obr. 26	Koncepce řídicího sloupku se šlapadly	39
Obr. 27	Síly na šlapadlech pro klasické jízdní kolo a handbike [8].....	41
Obr. 28	Síly handbike na nakloněné rovině při maximálním zatížení [8].....	42
Obr. 29	Silové poměry na kolech vozidla jedoucího do kopce [8]	43
Obr. 30	Schéma celého převodu od šlapadel ke kolům + zapojení motoru jako doplňku [8]	46
Obr. 31	Síly působící na kolo na rameno při zatížení a brzdění [8].....	48
Obr. 32	Spodní rameno nápravy před odlehčením a po odlehčení – průběh napětí ze zatížení daných výpočty (11) a (15) [10]	49
Obr. 33	Průběh napětí v zadní nápravě při zatížení, brzdě síle a brzděném momentu počítaných vzorců (10), (14) a (17) [10].....	50
Obr. 34	Schmitův diagram pro materiál EN AW-7075-T4 [8]	51
Obr. 35	Průběh teploty ve svaru [8].....	54
Obr. 36	Průběh teploty ve svarovém bodu a poloha měřených míst uvedených v grafu 2 [10] .	56

Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] Tománek J., *Něco z historie handbiku* [online]. 26.01.2011. URL: <<http://honzatomanek.com/cs/handbike/obecne-o-handbike>>
- [2] Dle katalogu vyráběných modelů handbiků nakreslil autor
- [3] *dsc08064.jpg; dsc08076.jpg*; [online]. 26.03.2011. URL: <<http://bpv.asp-bikeshop.cz>>
- [4] *51-2.jpg; 51-4.jpg* [online]. 26.03.2011. URL: <<http://www.sivak.cz/handbike-challenger-51>>
- [5] *snimek05.jpg* [online]. 26.03.2011. URL: <<http://www.goon-handbike.cz/handbike/zavodni.html>>
- [6] *91_handbike-kozoroh-std-001.jpg&size=550* [online]. 26.03.2011. URL: <<http://www.benecykl.cz/cs/foto/handbike-kozoroh-std-001>>
- [7] Dle požadavků zjištěných při rozhovorech s uživateli silničních verzí handbike sestavil autor
- [8] Autorský náčrt dle vědomostní knihovny KTIS
- [9] Autor vymodeloval v programu Autodesk Inventor Professional 10
- [10] Autor vymodeloval a zatížil v programu SolidWorks 2010
- [11] Vygenerováno programy Autodesk Inventor Professional 10 a SolidWorks 2010
- [12] Český Normalizační Institut, *Hliník a slitiny hliníku Mechanické vlastnosti*, Praha: ČNI, 1999, 48 stran
- [13] Vypočteno z modelů rámu programu Autodesk Inventor Professional 10 a SolidWorks 2010
- [14] Velikost sil zjištěna autorem při měření na vlastní osobě a osobách příbuzných

[15] Prodejní katalog komponentů jízdních kol 2011 fy Shimano

[16] ČABELKA J., *ZVARITEL'NOST' KOVOV A ZLIATIN VYBRANÉ STATE*, strany 411-420
Bratislava: VEDA – vydavateľstvo Slovenskej akademie vied, 1977, 448 stran, 71-035-77

[17] Zpracováno z podkladů firmy MUHLMEIER GMBH získaných na výstavě
EUROWELDING Nitra 19.-22.5. 2009

Seznam příloh

Příloha 1. HB-1GEN-CV-IDE, HANDBIKE – KONSTRUKČNÍ IDEA, A3 – Konstrukčně ideový pohled

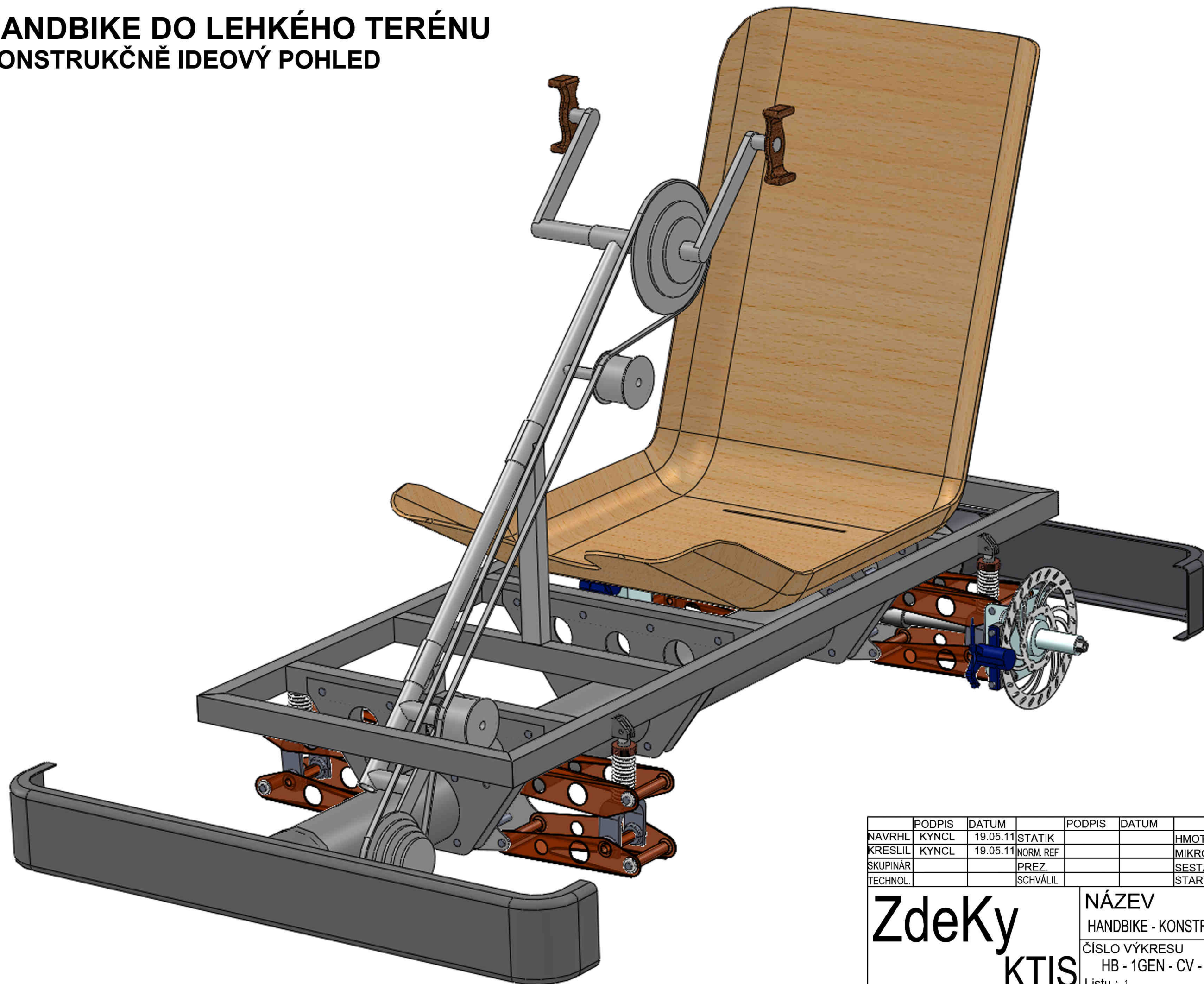
Příloha 2. HB-1GEN-CR-MM, HANDBIKE – CELKOVÝ POHLED, A0 – Konstrukčně ideový pohled

Příloha 3. HB-1GEN-ZN-S01-AL, RAMENO NÁPRAVY – SPODNÍ, A3

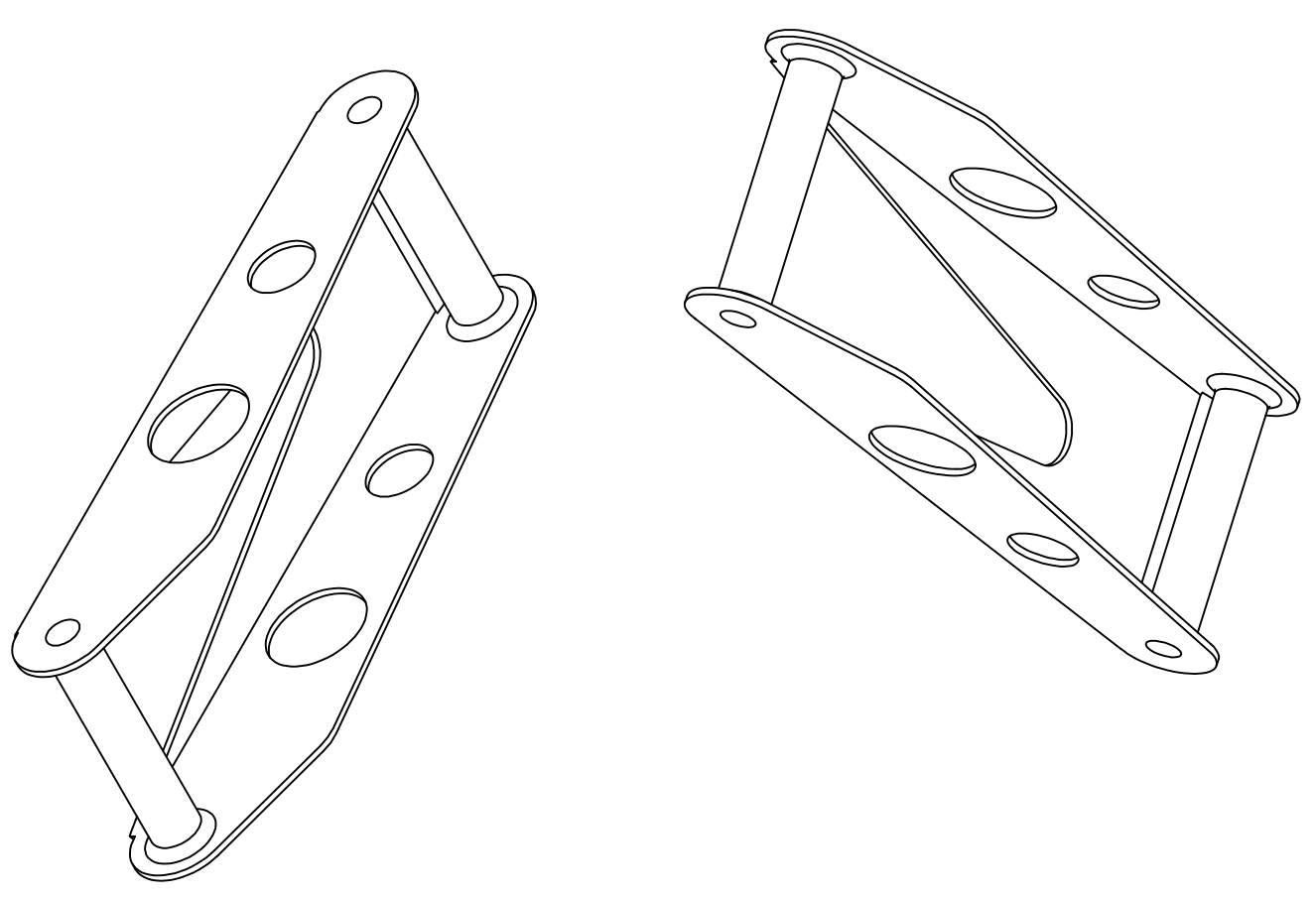
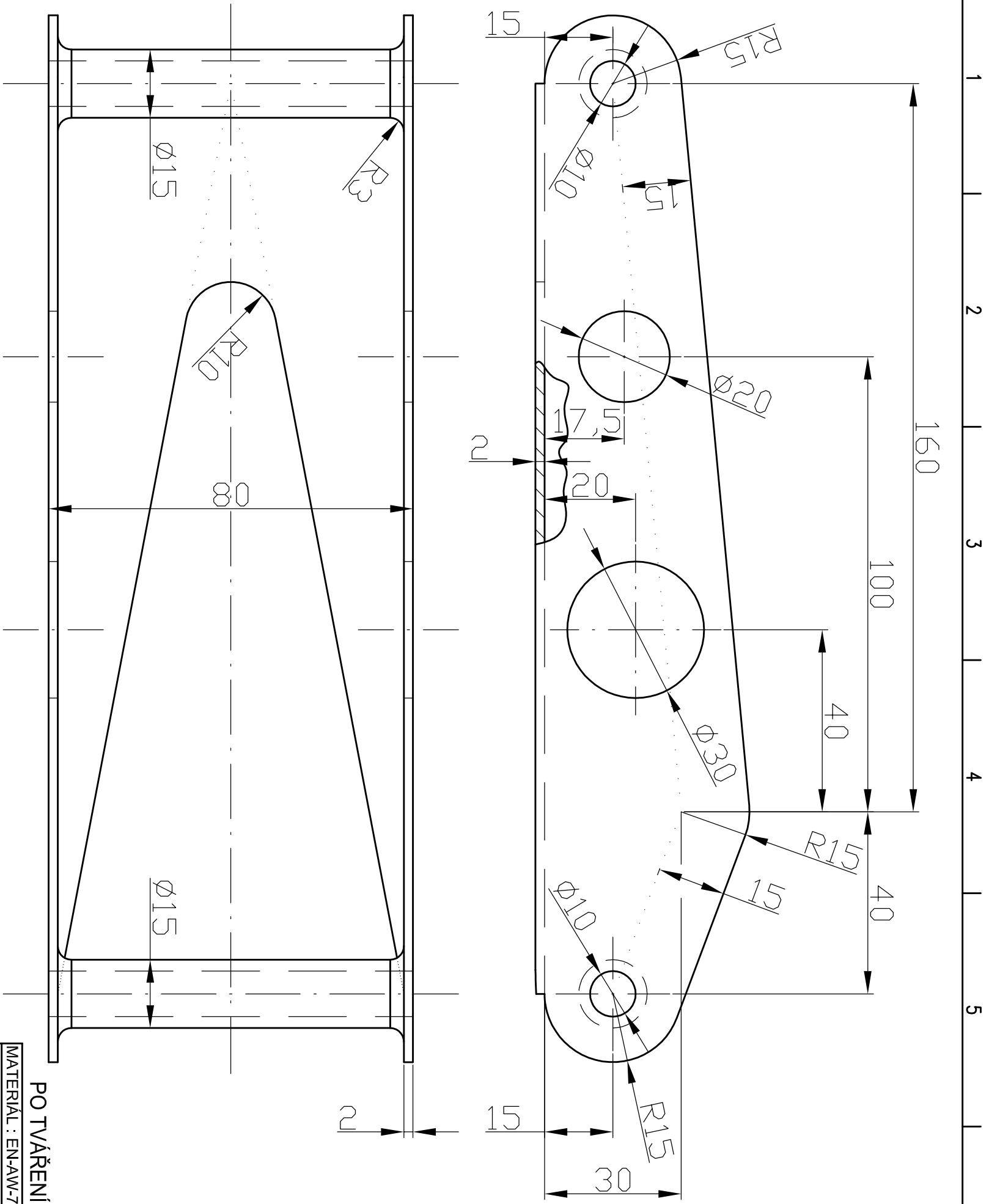
Příloha 4. HB-1GEN-ZN-V01-AL, RAMENO NÁPRAVY – VRCHNÍ, A3

HANDBIKE DO LEHKÉHO TERÉNU

KONSTRUKČNĚ IDEOVÝ POHLED



	PODPIS	DATUM		PODPIS	DATUM		
NAVRHL	KYNCL	19.05.11	STATIK			HMOTNOST 20,3 kg	
KRESLIL	KYNCL	19.05.11	NORM. REF			MIKROFILM	C. SVITKU
SKUPINÁŘ			PREZ.			SESTAVA	KUSOVNÍK
TECHNOL.			SCHVÁLIL			STARÝ V.	
Zdeky		NÁZEV					
KTIS		HANDBIKE - KONSTRUKČNÍ IDEA		Index			
		ČÍSLO VÝKRESU		Technol. Č.			
		HB - 1GEN - CV - ID		LIST 1			
		Listu : 1					



PO TVÁŘENÍ A SVAŘOVÁNÍ TEPELNĚ ZPRACOVAT - ODPEVNIT A VYTVRDIT

MATERIÁL : EN-AW-7075-T0 - ČSN EN 573					
POLOTOVAR : SVAŘENEC					
PROMĚTÁNÍ (ISO E)					
TOLEROVÁNÍ PODLE ISO 8015 : ANO					
PŘESNOST ISO 2768 - mk					
PODPIS	DATUM	PODPIS	DATUM	ZMĚNA	DATUM
NAVRHL KYNCL	06.05.11	STATIK		HMOTNOST 0,163 kg	1:1 (1:2)
KRESLIL KYNCL	09.05.11	NORM. REF		MIKROFILM	C. SVITKU
SKUPINÁŘ		PREZ.		SESTAVA	KUSOVNIK
TECHNOL.		SCHVALL		STARÝ V.	

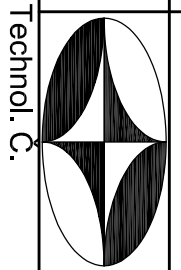
NÁZEV

RAMENO NÁPRAVY - VRCHNÍ

ČÍSLO VÝKRESU

HB - 1GEN - ZN - V01 - AL

Listu : 1



Technol. Č.

Zdeky
KTIS

F

2

3

4

5

6

7

8

A

B

C

D

E

1

2

3

4

5

6

7

8