

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2014

Bc. Michal Žák

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh Handbiku s poháněnou zadní nápravou

Bc. Michal Žák

Diplomová práce

2014

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Michal Žák**
Osobní číslo: **D12751**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Název tématu: **Návrh Handbiku s poháněnou zadní nápravou**
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. Analýza současného stavu
3. Ideový návrh
4. Návrh vybraných konstrukčních částí
5. Závěr

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího práce

Rozsah pracovní zprávy: 30 - 40 stran textu a přílohy

Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

- [1] LEINVERBER 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] 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
- [4] 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
- [5] Vhodné podklady firem vyrábějících jízdní kola
- [6] Internetové zdroje

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jan Pokorný, Ph.D.

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: 21. února 2014

Termín odevzdání diplomové práce: 23. května 2014



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 21. února 2014

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 Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 28. listopadu 2014

Bc. Michal Žák

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Pokornému, Ph.D. za pomoc a čas, který mi věnoval při vytváření práce. Panu Tomáši Pouchovi a organizaci Černí koně za ochotnou a vstřícnou spolupráci na tomto projektu. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Ivu Šefčíkovi, Ph.D. a dalším kolegům, ať už z řad učitelů či studentů, za odborné konzultace a inspiraci. V neposlední řadě bych rád poděkoval všem svým kamarádům a hlavně svým rodičům, kteří mi umožnili studium na Dopravní fakultě Jana Pernera a ve studiu mě vždy trpělivě podporovali. Bez pomoci výše jmenovaných by tato práce jen stěží vznikla.

Všem moc děkuji.

ANOTACE

Diplomová práce se zabývá ideovým návrhem handbiku s poháněnou zadní nápravou umožňující jízdou i nezpevněným terénem. Handbike je převážně koncipován pro osoby tělesně postižené, ale jeho schopnosti mohou využít i zdraví lidé. Práce se skládá ze tří hlavních kapitol. První mapuje historii a současnou situaci na trhu uvedeného dopravního prostředku. Další obsahuje popis ideového návrhu s jednotlivými součástmi a jeho konečnou podobu. Poslední kapitolu charakterizuje návrh lichoběžníku řízení Causantovou metodou spojeného s kontrolou pomocí křivky chyb, návrh sloupku řízení s jeho převodovými poměry, výpočet pohonného ústrojí a pevnostní analýzy základního rámu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Handbike, hendikep, návrh konstrukce, řídicí ústrojí, pohon, terén

TITLE

Desing of Handbike with driven back axle

ANNOTATION

This thesis deals with ideological design of rear axle driven handbike, allowing the ride in unpaved terrain. Hanbike is mainly intended for persons handicapped, but its ability can be used by healthy people too. The thesis consists of three main chapters. The first surveys the history and current situation in the market of mentioned transport vehicle. Next chapter contains a description of the ideological design with individual components and its final form. The last chapter describes proposal of steering trapeze by Causant method which is connected to control using the error curve. The proposal of steering column with its gear ratios, powertrain calculation and strenght analysis of the base frame are solved in the last chapter too.

KEYWORDS

Handbike, handicap, design of construction, control mechanism, drive, terrain

OBSAH

0.	ÚVOD.....	13
1.	ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU.....	15
1.1	HISTORIE HANDBIKU	15
1.2	DRUHY HANDBIKU	17
1.2.1	Silniční handbike a jeho různá konstrukční provedení.....	18
1.2.2	Přídavné kolo k invalidnímu vozíku.....	22
1.2.3	MTB Handbike	23
2.	IDEOVÝ NÁVRH.....	27
2.1	NÁVRH HANDBIKU PODLE PANA KYNCLA.....	27
2.2	VLASTNÍ IDEOVÝ NÁVRH	31
2.2.1	Základní rám	33
2.2.2	Sedadlo a opěry nohou.....	35
2.2.3	Zadní náprava	35
2.2.4	Přední náprava	37
2.2.5	Řídicí ústrojí	38
2.2.6	Pohonné ústrojí	40
2.2.7	Ideový model	42
3.	NÁVRH VYBRANÝCH KONSTRUKČNÍCH ČÁSTÍ.....	45
3.1	NÁVRH LICHOBĚŽNÍKU ŘÍZENÍ.....	45
3.1.1	Určení maximálního úhlu natočení kol.....	46

3.1.2	Ackermannova podmínka řízení	47
3.1.3	Causantova konstrukce	50
3.1.4	Konstrukce pomocí diagramů	52
3.1.5	Porovnání metod	53
3.1.6	Kontrola proti možnému vzpříčení mechanismu řízení.....	54
3.1.7	Kontrola pomocí křivky chyb	55
3.2	NÁVRH ŘÍDÍCÍHO ÚSTROJÍ.....	58
3.2.1	Změna orientace pohybu řízení.....	58
3.2.2	Výpočet úhlového převodového poměru řízení.....	60
3.2.3	Výpočet silového poměru řízení	63
3.2.4	Model řízení.....	67
3.2.5	Kontrola řídicího ústrojí pomocí křivky chyb	68
3.3	VYBRANÉ PARAMETRY POHONNÉHO ÚSTROJÍ.....	70
3.3.1	Výpočet minimálního průměru hnaného hřídele	70
3.3.2	Výpočet maximální rychlosti.....	72
3.3.3	Výpočet maximální stoupavosti.....	74
3.4	PEVNOSTNÍ ANALÝZA ZÁKLADNÍHO RÁMU.....	77
4.	ZÁVĚR	81
5.	POUŽITÁ LITERATURA	84
6.	PŘÍLOHY	88

SEZNAM ILUSTRACÍ

Obrázek 1	Handcycling ^[2]	15
Obrázek 2	Závodní verze silničního handbiku ^[7]	16
Obrázek 3	Poloha jezdce.....	17
Obrázek 4	Klasická verze silničního handbiku ^[11]	18
Obrázek 5	Handbike Kozoroh ^[12]	19
Obrázek 6	Handbike Kettwiesel ^[13]	20
Obrázek 7	Elektro Handbike Comp ^[24]	21
Obrázek 8	Souprava Combi Handbike s invalidním vozíkem ^[9]	23
Obrázek 9	BPV No Question ^[14]	24
Obrázek 10	Explorer II Off-Road Handcycle ^[18]	25
Obrázek 11	Prototyp Handbike Forzer ^[22]	26
Obrázek 12	Návrh handbiku podle pana Kyncla ^[8]	28
Obrázek 13	Koncepce rámu dle pana Kyncla ^[8]	29
Obrázek 14	Problematika točivého momentu dle pana Kyncla ^[8]	30
Obrázek 15	Zjištěné rozměry handbiku.....	32
Obrázek 16	Základní rám handbiku.....	34
Obrázek 17	Zadní náprava.....	36
Obrázek 18	Schématické znázornění pohybu šlapadel.....	38
Obrázek 19	Řídící ústrojí.....	39
Obrázek 20	Pohonné ústrojí – pohled A.....	40

Obrázek 21	Pohonné ústrojí – pohled B	41
Obrázek 22	Ideový model handbiku – pohled A	43
Obrázek 23	Ideový model handbiku – pohled B	44
Obrázek 24	Ideový model handbiku – pohled C	44
Obrázek 25	Přední (b) a zadní (a) lichoběžník řízení ^[26]	45
Obrázek 26	Schéma natočení kola do rejdu.....	46
Obrázek 27	Ackermannova podmínka řízení ^[26]	48
Obrázek 28	Causantova konstrukce.....	50
Obrázek 29	Detail Causantovi konstrukce.....	51
Obrázek 30	Diagramy pro max. úhel natočení kol 33° a 40° ^[26]	52
Obrázek 31	Kontrola proti možnému vzpříčení mechanismu řízení	54
Obrázek 32	Křivka chyb	56
Obrázek 33	Detail křivky chyb	57
Obrázek 34	Dvojitá páka.....	59
Obrázek 35	Ilustrační podoba převodového poměru pák řízení	62
Obrázek 36	Modelová situace s tenkým drátkem	65
Obrázek 37	Model řízení	68
Obrázek 38	Působíště sil.....	78
Obrázek 39	Zatížení rámu (MPa)	79
Obrázek 40	Zatížení rámu - detail (MPa)	80
Obrázek 41	Průhyb rámu (mm)	80

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1	Určení maximální úhlu natočení kol.....	47
Tabulka 2	Hodnoty úhlů natočení kol a teoretický poloměr zatačení	49
Tabulka 3	Porovnání metod k zjištění úhlu odklonu pák spojovací tyče	53
Tabulka 4	Velikost odchylky řízení od ideálního stavu	58
Tabulka 5	Porovnání provedení páky změny orientace pohybu.....	60
Tabulka 6	Velikost silového převodového poměru	66
Tabulka 7	Kontrola řídicího ústrojí	69

SEZNAM GRAFŮ

Graf 1	Závislost silového převodového poměru na délce ramene.....	66
Graf 2	Závislost silového převodového poměru na úhlu natočení šlapadel	67
Graf 3	Křivka chyb řídicího ústrojí pro úhly natočení vnějšího kola	69

SEZNAM ZKRATEK A ZNAČEK

BPV – Bike pro vozíčkáře

ČATHS - Česká asociace tělesně handicapovaných sportovců

EHC - European Handbike Circuit - Evropský pohár v handbiku

EHF - European Handcycling Federation - Evropská handcyclingová federace

IPC - International Paralympic Committee - Mezinárodní paralympijský výbor

MKP – Metoda konečných prvků

MTB - Mountain Bike - Horské kolo (Horská cyklistika)

TIG - Tungsten Inert Gas - svařování wolframovou elektr. v ochranné atmosféře inertního plynu

UCI - Union Cycliste Internationale - Mezinárodní cyklistická federace

WHF - World Handcycling Federation - Světová handcyclingová federace

0. ÚVOD

V poslední době se lze čím dál častěji na silnicích či cyklostezkách setkat s tzv. handbikem. Toto kolo pomáhá hendikepovaným vrátit se do běžného života. Kompenzuje jejich zdravotní postižení a umožňuje jim zapojení do cyklistického života společně se zdravými lidmi. Hlavním přínosem je prokázané zlepšení jejich zdravotního stavu. Odstraňuje psychické problémy a přináší příjemné pocity z jízdy. V současné době začínají jeho služeb využívat i obyčejní lidé bez hendikepu.

Náplní této diplomové práce bylo vytvořit ideový návrh handbiku s poháněnou zadní nápravou, jenž oplývá nejen schopností jízdy po silnicích či cyklostezkách, ale i zdoláním cesty po nezpevněném povrchu. Vše zabezpečí dvě nezávisle zavěšené a odpružené nápravy. Celá koncepce návrhu prošla důkladnou diskuzí s vedoucím práce Ing. Janem Pokorným, Ph.D.

První kapitola práce mapuje historii a současný stav vyráběných handbiků na trhu. Jak je z ní patrné, v současné době na trhu neexistuje obdobná podoba handbiku s dříve popsanou konstrukcí, umožňující jízdu nezpevněným terénem. I díky této práci by se v budoucnu měl tento nedostatek odstranit. Byl totiž navázán kontakt s organizací Černí koně jmenovitě s panem Tomášem Pouchem. Jedná se o neziskovou organizaci založenou v roce 2008, jejímž hlavním cílem je propojení dvou světů, tedy toho hendikepovaného s tím sportovním. Toto sdružení dále zprostředkovává bezplatnou půjčovnu náčiní pro hendikepované, cyklistické závody jak pro lidi s hendikepem, tak i pro ty zdravé a celou řadu dalších celorepublikových akcí takto zaměřených. Pan Pouch by chtěl v budoucnu založit chráněnou dílnu, kde by se montovali jednoduché a hlavně levné varianty handbiku. Proto by rád využil tohoto návrhu a převedl ho do vyráběné podoby. Při tvorbě návrhu s ochotou pomohl svými znalostmi a zkušenostmi, které získal jako uživatel handbiku.

Tento projekt navazuje na diplomovou práci nyní už Ing. Zdeňka Kyncla. Jeho téma obsahovalo návrh handbiku do lehkého terénu a bylo značným impulsem pro vznik této práce. Z jeho zjištěných faktů se bude odvozovat ideová podoba současného návrhu, nutno podotknout, že se koncepce v některých bodech zásadně odlišuje. Jedná se tedy zcela o nový návrh, který ale čerpá z jeho tvorby.

Návrh této podoby handbiku se řídí níže uvedenými kritérii, která jsou potřebná pro tvorbu úspěšného návrhu:

- jednoduchost návrhu, výroby a obsluhy;
- nízká cena konstrukce a možné výroby;

- nízká hmotnost konstrukce;
- nenáročnost na prostor;
- vysoká mobilita;
- praktičnost.

Díky faktu, že značná část hendikepovaných lidí není schopna vykonávat zaměstnání a pokud může, tak hodnota životních výdajů snadno převýší většinu z velikosti příjmu, hraje velkou roli v pořízení handbiku jeho cena. Z tohoto důvodu se jedním z cílů stalo snížení nákladů na minimum. Toho lze dosáhnout jednoduchostí návrhu a výroby. Řeč je například o použití řetězového převodu s měničem, který se běžně používají u jízdních kol. Tím se snižuje cena výroby, potřebná údržba a opravitelnost handbiku. Je tedy vhodné použít většiny prvků z běžných jízdních kol. Naproti tomu je neefektivní využití značně složitých součástí či řešení návrhu, které výrobu kvůli jejich náročnému zhotovení notně prodraží.

Dalším cílem projektu byla velmi nízká hmotnost ideového návrhu handbiku. Uživateli se tak umožňuje pohodlnější manipulace a skladovatelnost celého prostředku. Dosáhnout cíle lze například pomocí lehkých slitin či jednoduchostí návrhu, kde nebudou převažovat složitá konstrukční provedení nad těmi střízlivými. Další možností je poté optimalizace použitých profilů výroby, kdy velikost těchto profilů nebude předimenzována. Tím by se zvýšila jak hmotnost, tak i cena.

Práce se skládá ze tří hlavních kapitol. Jak již bylo řečeno, první mapuje historii a současnou situaci na trhu. Druhá obsahuje podrobný popis ideového návrhu a jeho jednotlivých součástí. V poslední kapitole jsou poté u vybraných částí provedeny například příslušné výpočty, ověření správnosti konstrukce a její pevnosti, modelování, grafická řešení, atd.

1. ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU

V úvodu bylo řečeno, čím se tato práce zabývá a co je jejím cílem. Teď je nutné si o handbiku říci důležité informace a porozumět jeho účelu. Handbike je speciálně zkonstruované kolo pro tělesně postižené jedince, převážně pro osoby upoutané na invalidní vozík, kterým umožňuje vykonávat cyklistiku stejně jako zdravým lidem. Tento pojem se dá volně přeložit jako ruce, které ovládají kolo. Z toho plyne, že pohon tohoto kola a celé jeho ovládání zajišťují horní končetiny. Handbike se využívá jak k volnočasovým aktivitám, tak i závodním účelům. Pro tyto účely se vžil termín Handcycling. V současnosti tomuto sportu začínají propadat i zdraví jedinci.^[1]



Obrázek 1 Handcycling^[2]

1.1 HISTORIE HANDBIKU

První sestrojený handbike pochází z doby poměrně nedávné. Roku 1983 jej sestrojil Američan Chris Peterson. O desetiletí později se i Evropa začíná zajímat o cyklistiku tělesně postižených, a tak roku 1993 vznikají první exempláře. Zkonstruovali je pánové Kees Van Breukelen v Holandsku a Gregor Peterson v Německu. Do dneška jsou obě tyto země považovány za kolébku evropského handcyclingu. V tomto roce se také začínají objevovat

první cyklistické závody s kategorií pro tělesně postižené, tzv. para-cyklistika. První opravdu závodní handbike vznikl roku 1995 v Německu. Zkonstruovali jej pánové Heino Schnulo a Wolfgang Peterson. Roku 2001 dochází k dalšímu velkému průlomům. Vytváří se European Handcycling Federation (EHF) a World Handcycling Federation (WHF). Sídlo evropské handcyclingové federace vzniká v Belgii. Díky snaze a spolupráci obou federací dochází velkému nárůstu zájmu o tento sport. V roce 2001 se také pořádá první evropský a světový pohár pod dohledem EHF a WHF. S pomocí mezinárodní cyklistické federace (UCI) se handcycling pomalu stává součástí cyklistiky.^[1;3;5;6]



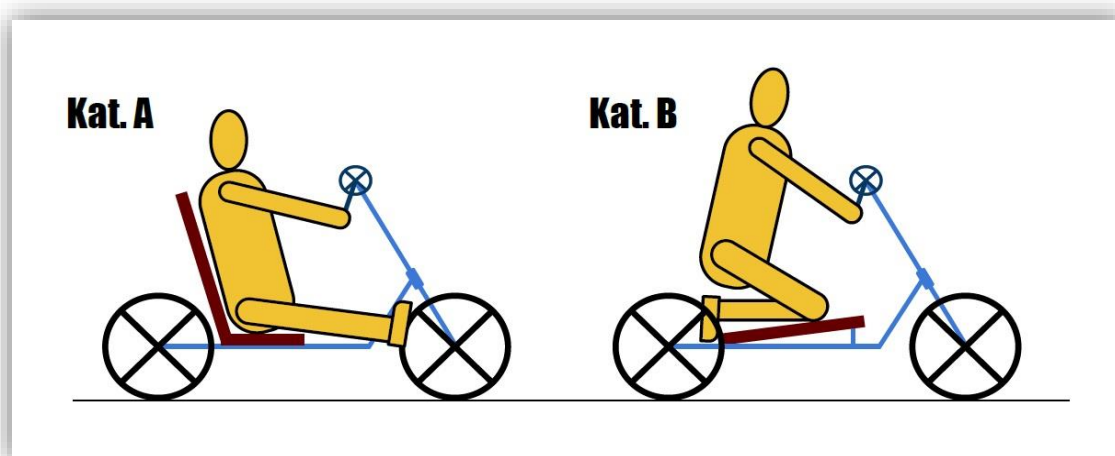
Obrázek 2 Závodní verze silničního handbiku^[7]

V současné době je tento sport uznáván Mezinárodním paralympijským výborem (IPC) a od roku 2004 je součástí programu letních paralympijských her. Mezi další vrcholové akce tohoto sportu patří oficiální mistrovství světa a světový pohár. Obě tyto akce jsou pořádány UCI ve spolupráci s EHF a WHF. Evropská federace dále pořádá závody evropského poháru European Handbike Circuit (EHC). Na tyto vrcholové akce mohou být závodníci nominováni pouze organizací, která je k tomuto kroku oprávněná. V České republice je to konkrétně Česká asociace tělesně handicapovaných sportovců (ČATHS). K dalším možnostem handbikerů, jak si zasportovat, patří národní mistrovství, národní poháry či nověji mezinárodní městské maratony. V České republice je významným pořadatelem handcyclingu již v úvodu zmíněná organizace Černí koně. Organizuje závody Českého poháru a Mistrovství ČR v horské cyklistice (MTB) a silničním handbiku pro tělesně hendikepované cyklisty. Rozdělení do kategorií na výše zmíněných akcích probíhá podle platných norem pořadatelské organizace. Základní

rozdělení je založeno na pohlaví závodníka a také stupni jeho postižení. Nově vzniká u závodů pořádaných EHF kategorie do 23 let.^[1;3;4;5;6]

1.2 DRUHY HANDBIKU

Převážná část vyráběných druhů handbiku je uzpůsobena přání zákazníka, proto je jejich univerzálnost značně omezená. V současné době se na trhu objevuje několik výrobců, kteří vyrábějí handbiky různých konstrukcí. Mezi nejvýznamnější výrobce patří např. švýcarský Carbonbike, německý Schmicking a Sopur, americký Top End, či dánský Wolturnus. Objevují se ale i malí výrobci s cílem snížit pořizovací cenu a tím být dostupnější pro běžného uživatele.^[3]



Obrázek 3 Poloha jezdce¹

Pokud se pozornost zaměří na konstrukci těchto kol podle způsobu posedu uživatele, dělí se její provedení do dvou kategorií poloh, viz *obrázek 3*. U kategorie A jezdec sedí na sedadle s nohama nataženýma. Tato poloha se nazývá tzv. long seat. Jedná se o nejpoužívanější konstrukci se sedačkou a opěradlem. Používá se především z důvodu pohodlí, je tedy vhodná pro delší cestování. U kategorie B jezdec klečí na kolenou, tzv. poloha knee seat. U této konstrukce je sedadlo nahrazeno lavicí uzpůsobenou pro klečení. Předností polohy je lepší využití síly konané rukama. Jezdec vyvine vyšší trakční sílu než u předchozí kategorie. Použití této konstrukce je vhodné tam, kde je nutné vytvořit větší sílu k pohybu kola, např. velká stoupání či členitý terén.^[3;8]

¹ Tento obrázek vytvořen pomocí aplikace Google Nákresy.

1.2.1 Silniční handbike a jeho různá konstrukční provedení

Nejznámějším a nejrozšířenějším druhem je silniční handbike, vhodný pro jízdu po silnicích či cyklostezkách. Existuje řada jeho provedení, která se liší svojí konstrukcí. Tento druh handbiku se může rozdělit do dvou základních kategorií. Jedná se o klasickou nebo závodní verzi, která je zachycena na *obrázku 2*. Jezdec zde obsluhuje kolo v poloze long seat. Oproti klasické verzi, která je zachycena na *obrázku 4*, má níže položené sedadlo a jezdec tak vypadá, že skoro leží. Dále se u tohoto provedení klade větší důraz na hmotnost než na finanční stránku. Cena klasické verze se pohybuje okolo 50 000 korun, u závodních verzí může přesahovat klidně i 200 000 Kč². Z tohoto je jasné, že pořízení handbiku není pro každého dostupné.^[8]



Obrázek 4 Klasická verze silničního handbiku^[11]

Co se týče základní konstrukce, tak se od sebe závodní a klasická verze nijak výrazně neliší. Jak je ze snímku patrné, jedná se o tříkolku se dvěma koly vzadu a jedním říditelným kolem vpředu, které je zároveň i hnacím. Pohon tvoří šlapadla, ze kterých se pomocí řetězu přenáší výkon na přední kolo. Změna převodu se provádí stejným způsobem jako na klasickém jízdním kole, tedy pomocí tzv. přehazovačky. Natáčení kol do rejdu je umožněno odklonem

² Cenová relace zjištěná z katalogů výrobců a s pomocí p. Tomáše Poucha z organizace Černí koně. Uvedené ceny jsou pouze orientační.

kola, při kterém se odklání celá konstrukce přední vidlice i se šlapadly. Efekt zpětného návratu kola do přímé polohy plní speciální silentblok, uchycený mezi základním rámem a výkyvnou vidlicí. Uvedený prvek ale není k nalezení u všech provedení handbiku.

Brzděné je jen přední kolo a to vždy dvěma nezávislými brzdami na šlapadlech. Celý rám s přední vidlicí je neodpružený a atypický. Ostatní díly jsou shodné s díly na běžném jízdním kole. Tento fakt vede k zjednodušení a k lepší opravitelnosti, což snižuje náklady na provoz. Nevýhodou této konstrukce je přenos hnací (trakční) síly mezi předním kolem a vozovkou. Těžiště konstrukce je blíže k zadní nápravě, proto je přední náprava odlehčována. Dochází ke snížení adhezní tíhy a může tak dojít k prokluzu kola. Na druhou stranu odpadá problematika rozdílné obvodové rychlosti kol při průjezdu zatáčkou.^[8]

Předchozí konstrukční provedení je nejrozšířenější, ale existuje celá řada dalších, které se svou koncepcí rámu odlišují. Jedním z nich je například handbike Kozoroh od české firmy Benecykl. Tento typ, zobrazený na *obrázku 5*, se liší koncepcí kol. Jedná se opět o tříkolku, ale tentokrát se dvěma říditelnými koly vpředu a jedním hnacím vzadu. Jezdec se i zde nachází v poloze long seat.^[12]



Obrázek 5 Handbike Kozoroh^[12]

Dle výrobce je handbike vhodný jak na silnici a cyklostezky, tak i pro pohyb po nezpevněném terénu. Ten jezdcí zpříjemňuje odpružená zadní vidlice tlumící rázy a také pohodlné sedadlo s individuálním nastavením šířky a výšky. Další výhodou tohoto výrobku je jeho manévrovatelnost. Jak uvádí výrobce, umožňuje jeho konstrukce bezproblémový vjezd do veřejných prostor, jako jsou budovy, výtahy či úzké uličky různých marketů. Těto schopnosti se dosahuje velkým rejdem předních kol spojených řídicí tyčí, která se vychyluje pomocí táhla spojeného s otáčejícím se sloupkem řízení. Pohon opět tvoří řetězový převod s měničem na zadním kole. Díky jednoduché rozložitelnosti je handbike velmi skladný. Cenová relace Kozorohu se pohybuje od 70 000 až do 150 000 Kč³. To je zapříčiněno zakázkovou výrobou, protože každý vyrobený kus je vždy originální. Záleží na přání zákazníka a jeho zdravotním stavu.^[12]



Obrázek 6 Handbike Kettwiesel^[13]

Další firma zabývající se výrobou silničního handbiku se nazývá Hase Bikes. Tato německá firma vyrábí hned několik druhů handbiku zcela odlišné konstrukce v porovnání s konkurencí. Jak uvádí výrobce, hlavním znakem jeho výrobků je mobilita, vysoké pohodlí, manévrovatelnost a bezpečnost. Cena základního provedení se pohybuje od 130 000 po 160 000 Kč. Konečná hodnota poté závisí na přání zákazníka. Podle stupně vlastního nastavení

³ Cenová relace a informace o výrobě zjištěna od zaměstnanců firmy Benecykl. Uvedené ceny jsou pouze orientační.

a počtu příslušenství může cena stoupnout i o několik desítek tisíc. *Obrázek 6* zachycuje Handbike Kettwiesel, který popisuje následující odstavec. Další dvě konstrukční provedení jsou k nalezení v příloze.^[13]

Základním nosným prvkem Handbiku Kettwiesel je centrální neodpružená trubka, k níž jsou uchyceny další konstrukční části. Jedná se opět o tříkolku, ale tentokrát s pohonem zadních kol. Hlavní rozdíl v konstrukci oproti klasickému silničnímu handbiku se nalézá v řízení a pohonu. U řízení nedochází k odklonu kola otáčením trubky řízení podle její osy rotace jako u klasické verze. Řídící trubka se natáčí do stran a díky důmyslnému systému pák se pohyb přenáší na přední kolo, které tak zatáčí. Sloupek řízení se dá odklonit dopředu, což je velká výhoda pro snadné nasedání jezdce. Zadní kola pohání řetězový převod s měničem umístěným mezi koly, která jsou opatřena diferenciálem kvůli rozdílné obvodové rychlosti kol při průjezdu zatáčkou. U Handbiku Lepus je konstrukce navíc vybavena zadní odpruženou nápravou. Firma nabízí celou škálu alternativ a příslušenství ke všem typům handbiku, od velikosti kol, přes převodovku místo řetězového měniče, až po elektromotor.^[13]



Obrázek 7 Elektro Handbike Comp^[24]

Poslední uvedený silniční handbike nabízí česká společnost Agentura Repro a je zachycen na *obrázku 7*. Jedná se o speciálně zkonstruovaný handbike s elektromotorem, jehož vývoj proběhl ve spolupráci s Univerzitou Palackého v Olomouci. Základem je klasická

tříkolka s neodpruženým rámem, vybavená jak ručním, tak elektrickým pohonem předního kola. Zde je například použit již dříve zmíněný silentblok, zabezpečující návrat kol do přímé polohy. Dle výrobce se dojezd na plně nabitou baterii pohybuje okolo 40 km. Díky možnosti přikoupení druhé baterie, se tato vzdálenost zdvojnásobí. Asistenci systému lze nastavit do 5 různých stupňů pomoci, kde stupeň 0 představuje jízdu bez elektromotoru. Ovládání umožňuje automatické vypnutí motoru při přerušení otáčení šlapadel, brzdění a při překročení rychlosti 25 km/h. Dále systém obsahuje akcelerační páčku, která zprostředkuje krátkodobou pomoc při rozjetí např. v kopci. Tento způsob pohonu se vypíná při překročení rychlosti 6 km/h.^[23;24]

Elektromotor usnadňuje cestování lidem s vyšším stupněm tělesného postižení. Jak uvádí výrobce, lze schopnosti tohoto handbiku využít jak v městském provozu, tak i v členitějším terénu. Cena Compu s jednou baterií je stanovena na 59 000 Kč. Pokud bude chtít uživatel přidat i druhou baterii, tak si musí ještě 10 000 korun připlatit.^[23;24]

1.2.2 Přídavné kolo k invalidnímu vozíku

Další výrobek je zajímavý hlavně pro osoby upoutané na invalidní vozík. Jedná se o přídavné kolo s ručním pohonem pro upevnění na invalidní vozík. Po připevnění kola se z vozíku stává poutavá variace handbiku. Systém oživuje stereotypní jízdu na vozíku a přidává k němu další možnosti využití. Jednak umožňuje rychlejší přesun, než je tomu u běžného invalidního vozíku, a také využití při volnočasových aktivitách. Nevýhodou přídavného kola je značné zvýšení hmotnosti soupravy a tudíž i náročnosti na pohyb. Hmotnost samotného kola se pohybuje okolo 10 kg. Celková hmotnost soupravy poté překračuje i 20 kg. Záleží vždy na typu invalidního vozíku a jeho hmotnosti, která se liší podle cenové kategorie. Cena samotného přídavného kola se pohybuje v rozpětí od 33 000 do 140 000 Kč⁴. Obě části v nepropojeném stavu zachycuje *obrázek 8*.^[8;10]

Konstrukce přídavného kola se skládá ze šlapadel, která pomocí řetězového převodu pohání kolo o rozměrech 20 až 26 palců. Kolo je uloženo na speciální vidlici a pomocí rychloupínacího systému se uchycuje k rámu vozíku. Tento systém umožňuje jednoduchou demontáž a snadnou přepravu i skladovatelnost. Připevnění se provádí pouze na invalidní vozíky s pevným rámem, nikoliv na vozíky skládací či z nekovových kompozitních materiálů. Upevnění probíhá tak, aby kolo s vozíkem utvořilo trojkolový systém, jako tomu je u běžného handbiku. Malá přední rejdová kola vozíku se po uchycení ocitají ve vzduchu. To umožňuje

⁴ Cenová relace získaná z webových stránek různých výrobců. Uvedené ceny jsou pouze orientační.

buď konstrukce pomocného kola, nebo výšková nastavitelnost samotných kol. K dalšímu vybavení přídavného kola patří brzdy, ochrana řetězu, parkovací brzda, držák na láhev a u dražších verzí i tlumič.^[8:10]



Obrázek 8 Souprava Combi Handbike s invalidním vozíkem^[9]

1.2.3 MTB Handbike

Jedná se o kategorii handbiku určenou pro horskou cyklistiku. Prvním typem, který lze do této kategorie zařadit, je BPV No Question od české firmy No Question. Uvedený handbike neobsahuje žádný druh systému pohonu kromě ručního, jako je tomu u klasického invalidního vozíku. Už z tohoto je patrné, že se jedná o kolo určené pro sjezdy z kopců, kde se využívá pouze gravitační síly. Tento sport vychází z tzv. Downhill, což v překladu znamená sjezd. Jedná se o cyklistickou MTB disciplínu řazenou mezi extrémní sporty. Jak uvádí výrobce, kolo je určeno k nejtvrděmu zacházení a ježdění. Cena BPV handbiku začíná na 120 000 Kč.^[8:14;15;16;17]

Jedná se o čtyřkolku z hliníkového rámu s nezávisle odpruženými koly o velikosti 20“ vpředu a 24“ vzadu. Jezdec sedí v poloze long seat a navíc je uchycen pásy ke speciálnímu sedadlu kvůli bezpečnosti. Kola brzdí díky dvěma nezávislým hydraulickým brzdám s kotouči. Je zde použita přední náprava lichoběžníkového typu, která s pomocí táhel spojených s řídky zajišťuje řídicí úkony. Jak již bylo zmíněno výše, BPV má všechny kola nezávisle odpružené. K tomuto účelu slouží čtyři souose uspořádané tlumiče s vinutou pružinou. Toto provedení odpružení je typické pro běžná jízdní kola u zadních vidlic. Dalším

bezpečnostním prvkem je dynamicky tlumené řízení, které zabezpečuje klidný přejezd nerovností. Zachycuje rázy do řídítek a předchází tak případným haváriím. Systém se běžně objevuje u motocyklů. Uvedená konstrukce umožňuje řadu individuálních nastavení. Počínaje rejdem předních kol, přes tlumiče, dále posed, až po uchycení předních kol. Podobu tohoto výrobku zachycuje *obrázek 9*.^[8;15;16]



Obrázek 9 BPV No Question^[14]

Další typ MTB handbiku je poutavou variací na BPV. Jedná se o celosvětově rozšířenou tříkolku Explorer II Off-Road Handcycle vyráběnou polskou firmou Sport On. Jak uvádí výrobce, kolo slouží jezdcům ke zdolání extrémních terénních podmínek a poskytuje jedinečnou možnost podívat se do míst, která pro něj byla doposud nedostupná. Jeho uživatelé podnikli řadu cest na nejvyšší vrcholy Evropy, včetně Alp a Tater. Výrobce dále uvádí, že se účastnil úspěšné horolezecké expedice na nejvyšší horu Afriky – Kilimandžáro. Cena základního modelu Exploreru II startuje na 150 000 Kč⁵. Jaká bude jeho konečná výše, záleží vždy na majiteli a jeho konkrétních požadavcích.^[18]

Na Exploreru II se objevuje řada originálních nápadů. Jde vlastně o variaci předchozího sjezdového kola BPV doplněnou o řetězový ruční pohon zadního kola. Díky pohonu není jezdec

⁵ Cena zjištěna po konzultaci s českým prodejcem Jiřím Kuchtou. Uvedená cena je pouze orientační.

závislý na pomoci druhých či lanovce. Může se sám vydat na jízdu po rovince či do strmého stoupání. Tuto variabilitu umožňuje převodovka uložená v náboji zadního kola.

Šlapadla jsou uložena na centrálním rámu pod řídítky, která jezdec obsluhuje v poloze knee seat. Jedná se o specifickou podobu této polohy. Jezdec má nohy uloženy podél centrálního rámu, sedí ve speciální sedačce a hrudí se opírá o opěrku, uloženou na rámu mezi řídítky a sedadlem. Zde přichází asi neoriginálnější část tohoto výrobku – řízení. Tříkolka je totiž vybavena dvojitým systémem řízení. Prvním systémem je již zmíněná hrudní opěrka, která naklápěním hrudního polštáře umožňuje natáčení kol. Tohoto řízení se využívá v situaci, kdy jezdec šlape po rovině nebo zdolává různá stoupání. Druhý systém představují klasická řídítka. Ty jezdec využívá při sjezdu z kopců, kde není pohon potřebný a tudíž má ruce volné k řízení. Celá konstrukce Exploreru II má nezávislé odpružení a umožňuje tak jízdu extrémním terénem. Vpředu nalezneme lichoběžníkovou nápravu jako u BPV a vzadu zase odpruženou vidlici, jejíž obdoba se běžně používá u motocyklů nebo MTB. Podobu Exploreru II zachycuje *obrázek 10*, další je potom k nalezení v příloze.^[18;19;20]



Obrázek 10 Explorer II Off-Road Handcycle^[18]

Do této kategorie lze zahrnout i prototyp od dánského absolventa průmyslového designu Maria Hjelmervika, který si jako svou závěrečnou práci zvolil návrh netradičního handbiku.

Cílem jeho práce bylo vytvořit moderní handbike o vysoké kvalitě, ale za nízkou cenu. Svou studii pojmenoval Forzer.^[21;22]

Základem jeho studie je tříkolka se dvěma říditelnými koly vpředu a jedním hnacím vzadu. Nezávislé odpružení předních kol zajišťuje lichoběžníková náprava. Konstrukci zadní vidlice tvoří jednoduchý design srovnatelný s motocykly nebo běžnými jízdními koly. I tato část je odpružená, aby při jízdě v terénu bylo dosaženo maximálního pohodlí a stability. Rám se skládá ze dvou spojených profilů, mezi kterými se nachází sloupek řízení se šlapadly. Řízení handbiku se vykonává naklápěním sloupku do stran. Tento pohyb potom přenáší táhla řízení na kola. K rámu je dále připevněna sedačka a držáky pro nohy. Pohon u Forzeru tvoří klasický řetězový převod s měničem. Celou konstrukci Hjelmervik navrhl z hliníku. Teoreticky vypočtená hmotnost proto činí pouhých 13,3 kg.^[21;22]



Obrázek 11 Prototyp Handbike Forzer^[22]

V současné době pracuje Marius Hjelmervik na funkčním prototypu. Jeho cílem je dostat svůj výtvar do výroby. Většina komponent by se měla vyrábět v Číně, což by mělo vést k celkovému zlevnění. Odhadovaná cena Forzeru se pohybuje okolo 40 000 Kč. Pohled na studii zachycuje *obrázek 11*, další ilustrace je k nalezení v příloze.^[21;22]

2. IDEOVÝ NÁVRH

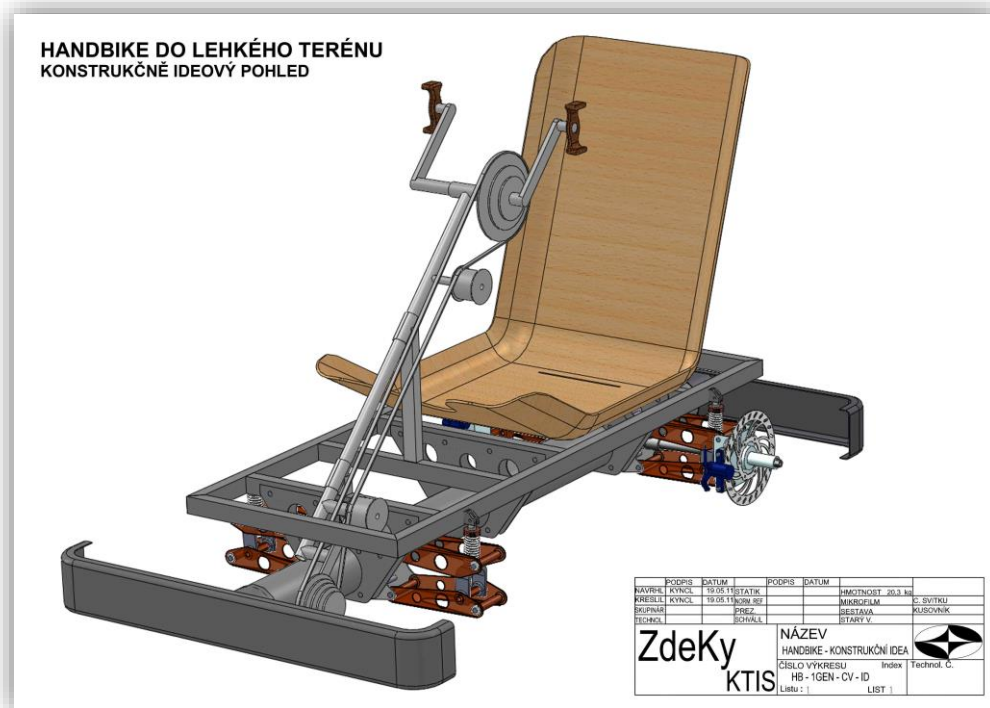
Jako u každého vývoje, tak i zde je nutné si před začátkem určit koncepci výrobku a od ní začít tvořit. At už se jedná o počet kol, druh pohonu nebo podobu základního rámu. Tomuto projektu již předcházela diplomová práce pana Zdeňka Kyncla. V počátcích projektu byla snaha na jeho práci navázat či v ní pokračovat. Po konzultacích s vedoucím práce se nakonec od této myšlenky ustoupilo. Důvodů bylo více, ať už neúplné informace, které z diplomové práce nešlo zjistit, tak i částečná změna koncepce návrhu. I přes tento fakt práce pana Kyncla posloužila k získání několika důležitých informací, proto je v následující podkapitole shrnuta v několika odstavcích. Tento souhrn ale přímo neuvádí všechna jeho zjištěná a navrhnutá fakta, pouze popisuje jeho výslednou práci. Je-li jeho určité zjištění v této práci použito, tak je i důsledně poznamenáno.

2.1 NÁVRH HANDBIKU PODLE PANA KYNCLA

Cílem diplomové práce pana Kyncla bylo navrhnout handbike do lehkého terénu. Dle jeho vlastních slov chtěl navrhnout koncepci celého prostředku a vypočítat rozměry určitých částí podvozku tak, aby byli univerzální. Následující text shrnuje body jeho práce. Výsledný koncept handbiku lze vidět na *obrázku 12*.^[8]

Prvním bodem jeho koncepčního návrhu bylo zjištění požadovaných parametrů a určení konstrukčních omezení. Hodnoty parametrů zjistil komunikací s uživateli handbiků. Z těchto informací se vycházelo i v této práci. Konečná podoba souboru dat je k nahlédnutí v *příloze I a J*. Z několika parametrů uvedených v souboru poté vypočetl velikost kol pro daný parametr. Souhrnem pak určil výsledný univerzální rozměr kol, který je možno měnit podle použití handbiku.^[8]

Na výsledném konceptu uvedeném na *obrázku 12*, zvolil dvoustopou konstrukci s nezávisle zavěšenými koly. V práci rozebral problematiku dvoustopé a třístopé konstrukce. Určil tak, která z nich je vhodnější pro zamýšlené použití handbiku. Dále sestavil seznam vhodných či nevhodných náprav a krátce je charakterizoval. Na výsledném konceptu je pak patrné, že zvolil nápravu rovnoběžníkovou. Přední náprava slouží jako rejdová a zadní jako hnací. Její odpružení opět rozebral v jedné z kapitol, kde popisuje výhody a nevýhody dvou typů odpružení. Prvním z nich je vinutá pružina s tlumičem a druhým plynová pružící jednotka. V konečném hodnocení zvolil z ekonomických důvodů pružící prvky od stávajících výrobců.^[8]

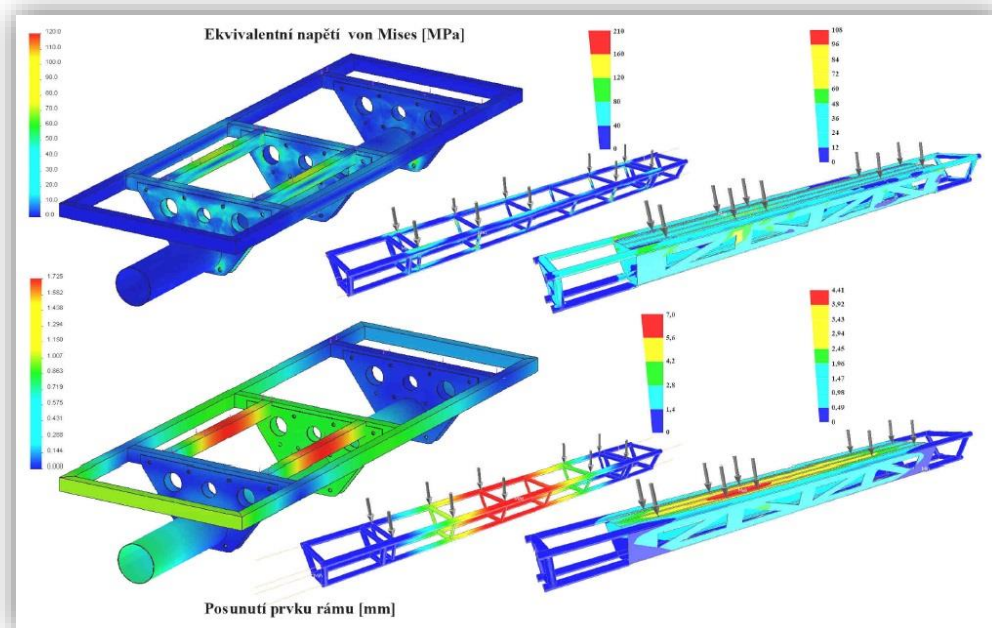


Obrázek 12 Návrh handbiku podle pana Kyncla^[8]

Základ každého dopravního prostředku, tedy základní rám, rozpracoval do tří variant. Jedná se o rám trubkový, trubko-plechový a s centrální rourou s pomocným rámem. Tyto varianty návrhově vymodeloval, zatížil a pomocí metody MKP vypočítal jejich namáhání. U obdržených výsledků poté provedl důkladné porovnání jednotlivých koncepcí podle zvolených kritérií. Aby mohl dojít k výsledné nejvhodnější konstrukci, musel ještě zvolit konstrukční materiál, z kterého bude rám vyroben. Z důvodu zachování nízké ceny a hmotnosti zvolil hliník a jeho slitiny. Nejdříve porovnal parametry nejvhodnějších slitin a ty následně přiřadil k jednotlivým ráům. Po zatížení určil napětí a deformace pomocí metody MKP. Jako nejvhodnější koncepcce vyšla ta s centrální rourou a pomocným rámem. Výsledky dosažené metodou MKP jsou zaznamenány na *obrázku 13*.^[8]

Co se týče samotného pohonu vozidla, je tato část řešena v práci velmi okrajově. Jak je viditelné z *obrázku 12*, pohon tvoří šlapadla umístěná na řídicím sloupku, který dále zabezpečuje směr jízdy. Šlapadla přenáší trakční moment přes řetězový převod na pastorek s vícekolečkem umístěným na přední části centrální roury. Pastorek je dále uchycen na hřídeli s křížovým kloubem, jenž přenáší moment pomocí dalšího řetězového převodu k zadním kolům. Křížový kloub zabezpečuje přenos momentu při natočení sloupku řízení do rejdu. Pohon k zadním kolům je veden centrální rourou až k hřídeli osazeném řetězovým kolem, jenž trakční

moment rozvádí k oběma zadním kolům. Změna převodu probíhá stejným způsobem jako je tomu u běžného jízdního kola, tedy pomocí tzv. přehazovačky. Aby zabezpečil rozdílnou rychlost kol při průjezdu zatáčkou, musel vložit určitý diferenční člen. Z důvodu jednoduchosti a bezpečnosti, aby chránil ruce řidiče při jízdě bez šlapání, zvolil k tomuto účelu volnoběžku v nábojích kol. Pokud je pohon řešen jen okrajově, tak mechanismus řízení už vůbec ne. O řízení samotném padne jen letmá zmínka, ale jak vypadá jeho provedení, je bohužel neznámé.^[8]

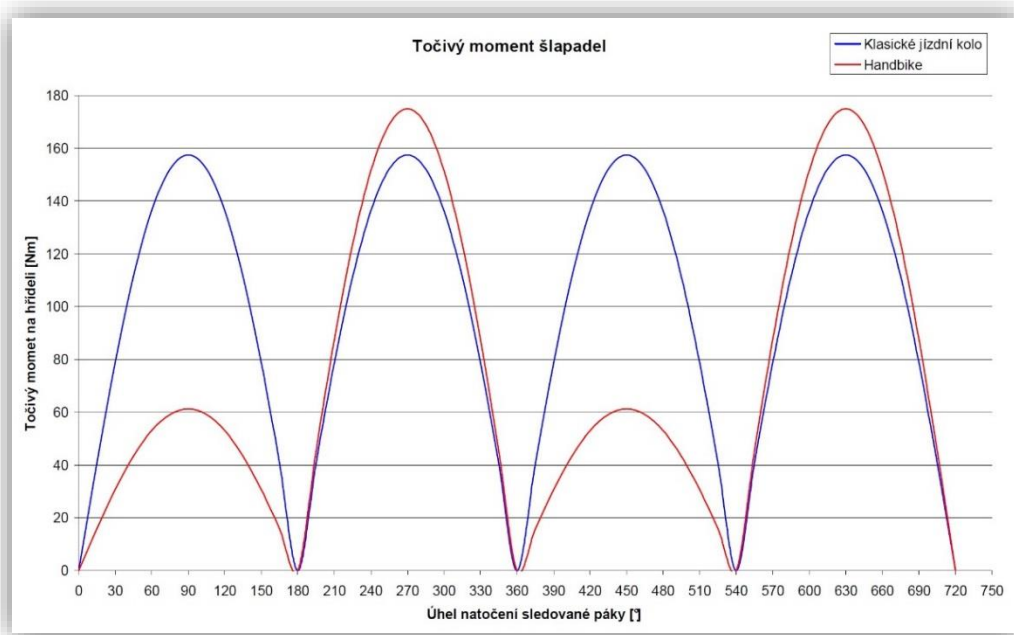


Obrázek 13 Koncepte rámu dle pana Kyncla^[8]

V poslední části svého koncepčního návrhu řeší brzdový systém. Vzhledem k požadavkům na bezpečnost je nutné, aby handbike obsahoval dva nezávislé okruhy provozních brzd a parkovací brzdu. Zabýval se různými druhy koncepce a konstrukce. Ve výsledku zvolil kotoučové brzdy ovládané dvěma nezávislými okruhy pro přední a zadní nápravu, které řidič obsluhuje pomocí brzdné páky umístěné na šlapadlech. Všechny brzdy ovládá samostatný okruh parkovací brzdy.^[8]

Následuje kapitola konstrukčních návrhů a výpočtů, kde se prvně zabýval problematikou řetězových převodů. Jak zmiňuje, součásti klasického řetězového převodu jízdního kola značně omezují změnu použitého převodového poměru mezi šlapadly a kolem. Z toho důvodu využil schopnosti stálého převodu korigovat výsledný převodový poměr. Stálý převod umístil mezi hřídel s křížovým kloubem umístěný v přední části centrální roury a hřídel,

který pohání zadní kola. Následující řádky v jeho práci popisují výpočet tohoto stálého převodového poměru a zároveň kontrolu, jestli je tento předpoklad pro řidiče handbiku proveditelný. V této části práce ještě rozebírá problematiku točivého momentu šlapadel u jízdního kola a handbiku. U klasického kola dochází za jednu otáčku ke dvěma maximům točivého momentu, naproti tomu u handbiku ke dvěma různým maximům. Jedná se o maxima při přitahování a odtlačování. Síla odtlačování je mnohem větší a to díky tomu, že se řidič může opřít o sedadlo. Celá tato problematika je znázorněna na *obrázku 14*.^[8]



Obrázek 14 Problematika točivého momentu dle pana Kyncla^[8]

Druhou částí výše zmíněné kapitoly je návrh a výpočet zadní nápravy. Ta se počítá z důvodu většího namáhání. Jinak jsou vzhledem k šetření nákladů ramena přední i zadní nápravy stejná. V této části se zabývá výpočty maximálního ohybového momentu od zatížení brzdou silou nebo maximálního zatížení na rovině. Z nich poté vypočetl maximální výšku a šířku ramene. Navržené rameno poté pomocí výpočtů MKP odlehčil tak, že odstranil materiál v nejméně namáhaných místech. Nakonec přistoupil ke kontrole mechanického napětí celé polonápravy pomocí analýzy MKP.^[8]

V poslední části práce rozebírá problematiku technologického zpracování a povrchové úpravy použitých materiálů, které zamýšlel ve svém návrhu použít, ať už se jedná o hliník, pryž či plast. U technologického zpracování řeší zpevnění hliníkové slitiny či provedení svarového spoje metodami TIG a bodového svařování.^[8]

2.2 VLASTNÍ IDEOVÝ NÁVRH

Podoba a koncepce handbiku je dána účelem jeho použití. Přáním tvůrce a úzkých spolupracovníků je navrhnout handbike umožňující dostupný pohyb různě hendikepovaným lidem po zpevněných a hlavně nezpevněných cestách. Ideový návrh je koncipován spíše směrem k umožnění pohybu v lehčím terénu, tedy vhodným provedením konstrukce, než směrem zabývajícím se nutnými úpravami pro hendikepované. Děje se tak z důvodu rozdílnosti hendikepu u těchto lidí a s tím související nutností individuálního nastavení handbiku pro jednotlivce. Návrh je tedy brán jako univerzální prostředek umožňující individuální úpravu podle přání zákazníka.

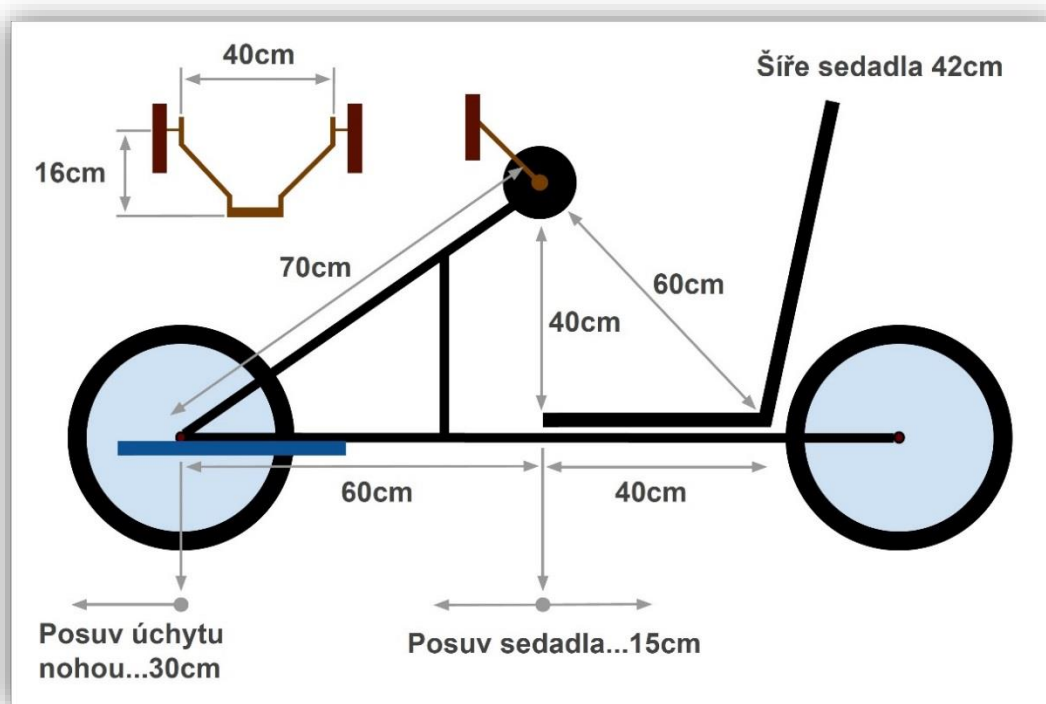
Pohodlný pohyb handbiku po nezpevněných cestách či lehčím terénem umožní dvě odpružené nápravy s nezávislým zavěšením. Jedná se tedy o návrh dvoustopého vozidla se čtyřmi koly. Jezdec bude sedět v poloze long seat. Efektivní průjezdnost terénem poskytne poháněná zadní náprava. Toto řešení se aplikuje z důvodu bližší polohy těžiště k zadní nápravě a vzniku intenzivnějšího zatížení této nápravy oproti přední. Dochází tak k příznivějšímu přenosu trakční síly mezi zadními koly a vozovkou. U přední nápravy by při jízdě do stoupání docházelo k přerozdělení hmotnosti na jednotlivé nápravy v neprospěch přední, proto by při jejím pohonu docházelo k výraznějšímu prokluzu kol a tím k snížení efektivity pohybu patrnému hlavně v terénu. Pohon ideového návrhu bude tvořit řetězový převod se dvěma měniči převodů, kde spojení šlapadel a zadní nápravy bude realizováno jedním celistvým řetězem. Jak je již zřetelné z kapitoly 1. *Analýza současného stavu*, není v současné době známa žádná analogická podoba handbiku s výše popsanými parametry. Koncepce zachycená na předchozích řádcích byla vždy důsledně konzultována s vedoucím práce.

Již v kapitole 0. *Úvod* bylo zmíněno, že ideový návrh musí splňovat určité cenové a hmotnostní nároky. Je tedy výhodné používat při návrhu již známé a používané součásti, ať už z vyráběných handbiků či běžných jízdních kol. Tato cesta vede k jednoduchosti výroby i samotnému provozování prostředku a snižuje tak celkové náklady na handbike. S jednoduchostí konstrukce souvisí i kýžená nízká hmotnost, proto není efektivní vymýšlet složitá řešení. Ve zkratce by měl ideový návrh splňovat tyto podmínky: jednoduchost, opravitelnost, praktičnost, mobilitu, nízkou cenu a hmotnost.

Vznik vlastního ideového návrhu započal po získání informačních rozměrů od pana Tomáše Poucha z organizace Černí koně. Obdržené rozměry představují informace o základních vzdálenostech neznámého silničního handbiku. Pro potřeby návrhu jsou tyto hodnoty brány jako univerzální a slouží jako výchozí bod. Jejich podoba je přenesena do

jednoduchého nákresu, který zachycuje *obrázek 15*. Hodnoty lze také brát jako představu pana Poucha, který je sám uživatelem silničního handbiku, o výsledných rozměrech handbiku. Získané hodnoty je nutné brát jako přibližné a inspirativní, protože jejich velikost byla zjištěna z informativního měření a následně zaokrouhlena. Pro počáteční zjištění je ale zcela dostačující.

Samotný návrh modelu započal určením dvou základních hodnot. Jsou jimi vzdálenost rejdového čepu a rozvor náprav. Jejich velikost činí 750 mm respektive 1 450 mm. Rozměry byli zvoleny po důkladných úvahách vzhledem k nárokům, které jsou na handbike kladeny. Ať už se jedná o posed člověka a jeho individualizaci, způsob ovládání, atd. Po návrhu může nastat situace, že zvolené rozměry nejsou nejvhodnější. Z tohoto důvodu jsou uvedené postřehy zaznamenány v kapitole 4. *Závěr*.



Obrázek 15 Zjištěné rozměry handbiku⁶

Pro zajištění nízké hmotnosti ideového návrhu se uvažuje použití lehkých slitin hliníku. Při vytváření probíhala snaha o aplikaci co nejmenšího počtu různých druhů profilů, aby nedošlo k prodražení výroby, avšak nikoli na úkor hmotnosti. Volba použitých profilů proběhla z katalogu standartních profilů skladem⁷ od firmy Alupa s.r.o., která zprostředkovává distribuci

⁶ Tento obrázek vytvořen pomocí aplikace Google Nákresy.

⁷ Katalogy s rozměry dodávaných profilů a druhy dostupných slitin jsou volně ke stažení na stránkách www.alupa.cz.

hliníkový profilů a plechů. Firma vybrané hliníkové produkty dodává v různém chemickém provedení, kde o výběru slitiny rozhodují určité parametry daného složení. Do těchto parametrů patří vhodnost k eloxování, svařitelnosti, obrobitelnosti a také její korozní odolnost. Problematiku použitých materiálů již probral ve své práci pan Kyncl.

V následujících podkapitolách probíhá ideový návrh jednotlivých skupinových součástí, například řízení, základního rámu, náprav, atd. Samotný náčrt jednotlivých součástí a konečného návrhu vznikl pomocí softwaru SolidWorks 2013. Pokud určitá součást potřebuje hlubší analýzu, je problém podrobněji rozpracován v kapitole 3. *Návrh vybraných konstrukčních částí.*

2.2.1 Základní rám

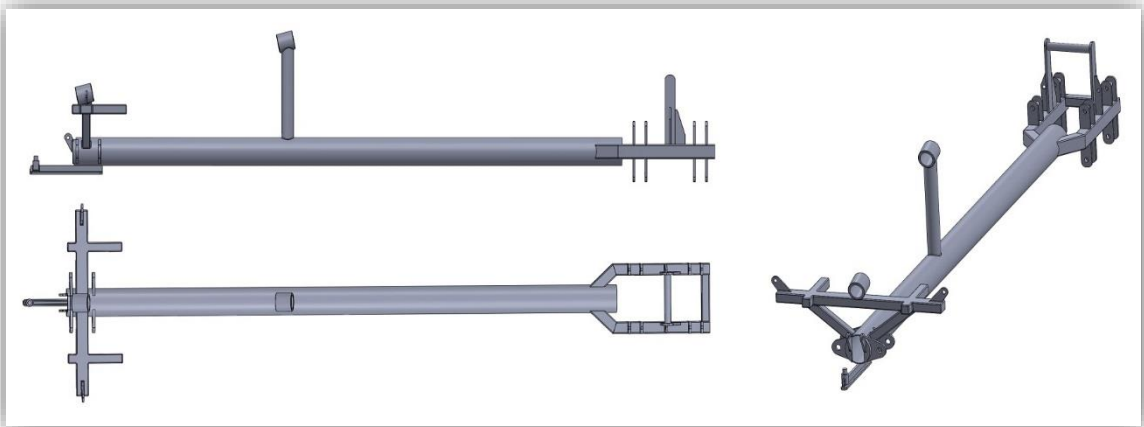
Páteří každého dopravního prostředku je jeho rám. Spojuje a nese jeho jednotlivé součásti, a musí vyhovovat jejich potřebám, proto je velice důležité, jakou bude mít podobu. Nejinak je tomu u tohoto ideového návrhu. Základní rám handbiku musí být koncipován na 120 kg jezdce (viz kapitola 3.4) tak, aby umožnil uložení zadní dvouramenné rovnoběžníkové nápravy, jednoramenné přední nápravy, sedadla, řídicího a pohonného ústrojí.

Kostra rámu se skládá z nosné trubky o průměru 60 mm a síle stěny 2 mm. Na ni je napojeno rozvidlení pro uložení zadní nápravy, opěry sedadla a pohonného ústrojí. Tato část rámu byla navržena z trubky obdélníkového průřezu (dále už jen „jekl“) o rozměrech 30x25x2 mm. Pomocí svarového spoje jsou s ní spojena závěsná oka osazená ložisky pro umístění ramen zadní nápravy. Podle zjištěného namáhání ok, především na otláčení, se v navazujících projektech určí, zda jsou dostačující ložiska kluzná či dojde k osazení ložisky valivými (například jehlové ložisko). Dále se k jeklům připevňují pomocí šroubového spoje tělesa s ložisky pro uložení hnaného hřídele kol a pomocí svarového spoje úchyty pro pružící jednotku a opěru sedadla. U posledních dvou jmenovaných se využilo společného svařence, ovšem jejich podoba a umístění se díky vývoji sedadla a pružící jednotky může dále měnit. Podobu navrženého základního rámu ideového návrhu zachycuje *obrázek 16*.^[31]

K nosné trubce je připevněno jak sedadlo, o kterém bude řeč v následující kapitole, tak i úchyty pro přední nápravu osazené opět ložisky. Síla stěny těchto úchytnů dosahuje větších rozměrů z důvodu intenzivnějšího namáhání než u zadní nápravy. U ní se totiž o celkové namáhání podělí více úchytnů než jen dva pro jednu polonápravu. *Obrázek 16* dále představuje vzhled podpěr sloupku řízení spojených svarovým spojem s nosnou trubkou. První, která se nachází blíže k sedadlu, tvoří trubka o $\varnothing 30 \times 2$ mm zakončená objímkou s valivým ložiskem,

umožňující natočení řízení. Objímka musí být dělená, aby se umožnila snadná demontáž sloupku řízení. Tento fakt je v modelu rámu i celého handbiku zanedbán.^[31]

Druhá podpěra se nachází na úrovni přední nápravy a to z toho důvodu, že k ní je připevněn jak sloupek řízení, tak i opěry nohou a pružící jednotky. Její podoba je značně ideová, protože opěry nohou nebyly tématem této práce, tudíž jejich uchycení projde dalším vývojem. Výsledný koncept podpěry musí dodržovat následující podmínky. Zabezpečuje uchycení dělené objímky sloupku řízení, ovšem s volným prostorem mezi ní a nosnou trubkou pro vedení řetězového převodu. Dále uchycuje zmíněné opěry nohou a umožňuje jejich nastavení podle délky nohou jezdce. Poslední podmínkou je uchycení pružící jednotky. Výhodou společné konstrukce, pokud se provede prakticky, je šetření hmotnosti a ceny díky menší spotřebě materiálu.



Obrázek 16 Základní rám handbiku

Přední část nosné trubky na spodní straně slouží k uchycení držáku dvojitě vratné páky pomocí svarového spoje. O této páce je více k nalezení v kapitole 3.2.1 *Změna orientace pohybu řízení*. Držák zabezpečuje rotační pohyb páky a tvoří jej svařenec ve tvaru *T* osazený čepem. Oba konce nosné trubky musí ještě obsahovat uložení pro vodítka řetězu. Jejich podoba a umístění v návrhu je notně ideová, protože jejich tvar není doposud znám. Rozvoj těchto součástí bude úzce spojen s vývojem pohonného ústrojí.

Další pohled na rám umožňuje sestavný výkres se základními rozměry, který je k nalezení jako *příloha K*. Kapitola 3.4 *Pevnostní analýza základního rámu* zachycuje provedení idealizované podoby analýzy pevnosti zjednodušeného základního rámu.

2.2.2 *Sedadlo a opěry nohou*

Návrh sedadla, ani opěr nohou ideové podoby handbiku, není náplní této práce. Vývoj obou součástí probíhal spíše jako okrajová záležitost, kde jejich přesná podoba v konečném hledisku nehraje tak důležitou roli. Z tohoto důvodu zde není řešen rám a ani čalounická struktura. Sedadlo lze tedy brát jako idealizovaný nástin, který umožnil navrhnout typ jeho uchycení k nosné trubce a způsob polohovatelnosti opěradla. Co se týče opěr nohou, tak jejich zjednodušený návrh posloužil k tomu, jak by asi mohla vypadat podoba přední podpěry sloupku řízení. Oba návrhy dále souvisely s vývojem další řady součástí handbiku, ať už se například jedná o řídicí ústrojí, uchycení opěradla či celkovou podobu zadní části základního rámu.

Při návrhu se vychází z hodnot zjištěných od pana Poucha a nalezených na webové stránce⁸ pro obyčejné židle. Sedací část dosahuje hloubky 400 mm, k ní je pomocí čepových spojů přichyceno opěradlo tak, aby se dalo naklápět. To by mělo svou délkou dosahovat k horní části zad, ovšem nemusí doléhat až k sedací části. Pro účely návrhu se volí rozměr přibližně 450 mm. Opěradlo se pomocí vzpěry, uchycené v zadní části základního rámu, polohuje do různých úhlů, které umožňuje konstrukce návrhu. Díky současnému posouvání sedadla musí toto uchycení splňovat požadavky plynoucí z uvedených pohybů.

Sedací část se k základnímu rámu uchycuje pomocí dvou plastových objímek, které umožňují podélný posuv sedadla. Ten se volí na základě konstrukce základního rámu, hodnot pana Poucha a předpokládaných rozměrů celého návrhu. V ideovém návrhu se zmíněný posuv sedadla uvažuje dopředu ve směru jízdy o 100 mm a dozadu až o 150 mm. Vzdálenost sedací plochy a objímek musí být co nejmenší, aby polohy těžiště ideového návrhu a vozovky byly co nejbližší.

Výše uvedenou podobu sedadla zachycují *obrázky 22, 23 a 24* z kapitoly 2.2.7 *Ideový model*. Jedná se o první idealizovaný návrh, tudíž se jeho podoba může s dalším vývojem návrhu a možnou výrobou prototypu značně změnit. V konečné podobě handbiku je možné sedadlo vybavit bezpečnostními pásy a opěry nohou upevňujícími popruhy.

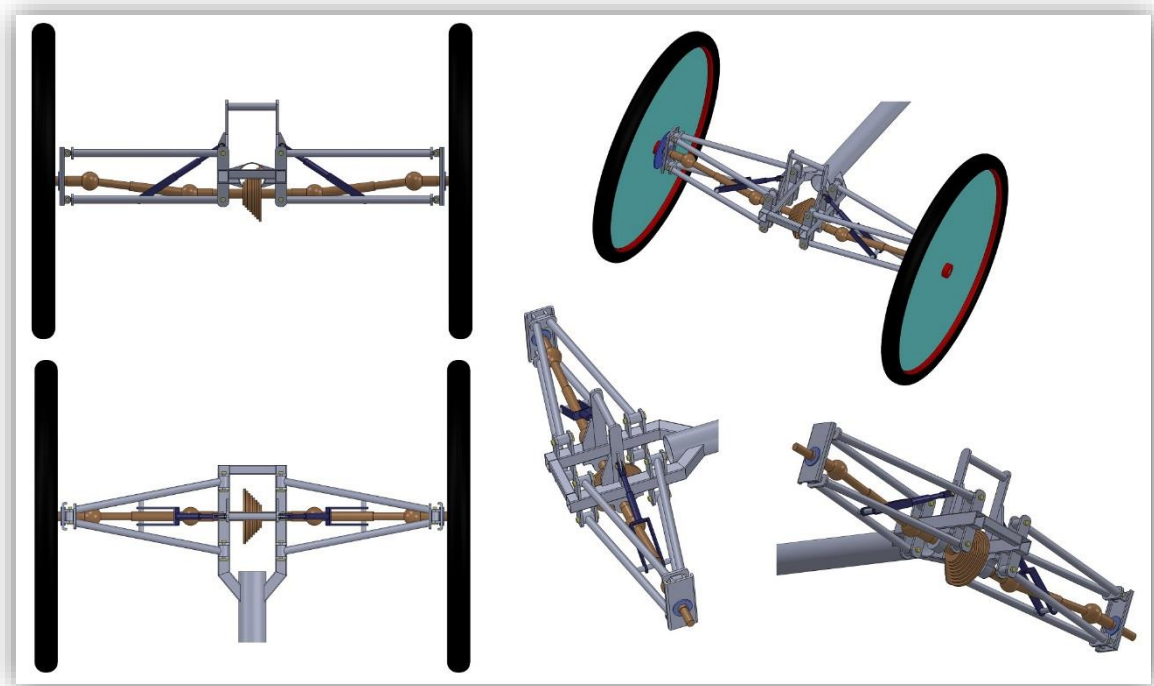
2.2.3 *Zadní náprava*

Zadní náprava se dělí na dvě nezávisle zavěšené polonápravy, které slouží k uložení kol, jejich odpružení a zároveň umožňují jejich pohon. Dále přenášejí síly a momenty, působící

⁸ Webová stránka, nesoucí název Vše o nábytku, se zabývá informacemi, radami a postupy pro bydlení. Vytvořena byla roku 2013, ale bohužel neobsahuje jméno autora. Dostupnost: <http://typologie-nabytku.blogspot.cz/2011/02/6-zidle.html>

na handbiku mezi kolem a vozovkou. Do této kategorie patří svislé (zatížení rámu), podélné (hnací a brzděné) a příčné (odstředivé) síly, doplněné o hnací a brzděný moment.^[25]

Podoba nápravy v této diplomové práci je pouze ideová. Neprošla tudíž žádnými kontrolními pevnostními výpočty. Návrh zprostředkovává vizuální podobu, která umožňuje konkrétní představu o problematice s ní spojené. Přínosem návrhu je uvedená rozměrová stránka a její funkční kinematika pohybu. Pro uvažované pokračování na tomto projektu lze uvedený návrh použít jako výchozí bod k dalšímu vývoji a k jeho kontrole.



Obrázek 17 Zadní náprava

Polonáprava uvedená na *obrázku 17* se skládá z horního a spodního ramene, umístěných nad sebou, která jsou uchycena k základnímu rámu pomocí čepového spoje uloženého v kluzných ložiskách. Ramena jsou navržena z trubky o průměru 16 mm, síle stěny 2 mm a při pohledu shora tvoří trojúhelník. Jediný rozdíl mezi nimi představuje úchyt u spodního ramene pro připevnění pružící jednotky. Její typ se uvažuje stejný, jako je k nalezení u běžných jízdních kol.^[31]

Vzájemné propojení ramen umožňuje speciální těhlice osazená hnaným čepem, upevněném ve valivém ložisku, pro uložení a pohon kol. Společně při pohledu ve směru jízdy vytvářejí rovnoběžník, konkrétně obdélník. Nevýhodou této konstrukce přináší změna rozchodu kol při odpružení. Z důvodu jednoduchosti konstrukce a faktu, že se jedná o obdobu jízdního

kola nikoliv vozidla, nepředstavují změny rozchodu kol výraznější nedostatek. K těhlici se připevňuje i třmen zadní kotoučové brzdy, ovšem u ideového návrhu je tento prvek zanedbán.

Problematika s uložením pružící jednotky tkví v uložení spojovacího hřídele s křížovými klouby. Při svislém pohybu polonápravy vyvolaným odpružením, nesmí dojít mezi uvedenými prvky k vzájemnému kontaktu. Uvedený návrh splňuje tuto podmínku pro určité úhly posuvu nápravy. V uvažovaném projektu je poté nutné určit charakteristiku a typ pružící jednotky, případně poté pozměnit jeho uchycení či ho celý zjednodušit jiným typem úchytů.

2.2.4 Přední náprava

I přední náprava se skládá ze dvou polonáprav, které slouží k uložení kol, k jejich odpružení a zároveň musí umožňovat jejich řízení při průjezdu zatáčkou. Opět přenáší síly a momenty působící mezi kolem a vozovkou. Ani zde neproběhl žádný doplňující výpočet její pevnosti, jedná se tedy opět pouze o její ideovou podobu.

Nápravu tvoří trubka o průměru 30 mm a síle stěny 3 mm. Je tedy patrné, že se dimenzuje e na vyšší namáhání než zadní náprava. Vše vychází z toho, že se neskládá z více ramen a k uložení slouží pouze jedna dvojice úchytů. K trubce se dále připevňuje pružící jednotka. V modelu se umístila v horní části, ovšem může být uchycena i z boku. Záleží pouze na tom, co bude lépe vyhovovat konstrukci přední části handbiku, především pak provedení přední opěry sloupku řízení.^[31]

Řízení umožňuje speciálně navrhnutý rejdový čep, který je s pomocí svarového spoje propojen s pákou spojovací tyče a čepem kola. Obdobná konstrukce se objevuje u běžných zahradních traktůrků. Ke konstrukci je připevněn ještě třmen kotoučové brzdy, který ale ideový návrh zanedbává. Čep se ukládá do objímky na konci nápravy vybavené ložiskem tak, aby vzdálenost os rejdových čepů obou polonáprav dosahovala 750 mm, jak bylo zvoleno v kapitole 2.2. V ideovém návrhu dochází k zanedbání příklonu a záklonu rejdové osy, které vedou k samočinnému vracení kol do polohy pro přímou jízdu. Osa je tedy kolmá na vozovku, ovšem při výrobě bude výhodné s touto geometrií řízení počítat. Dojde tak k usnadnění ovládání celého handbiku.^[25]

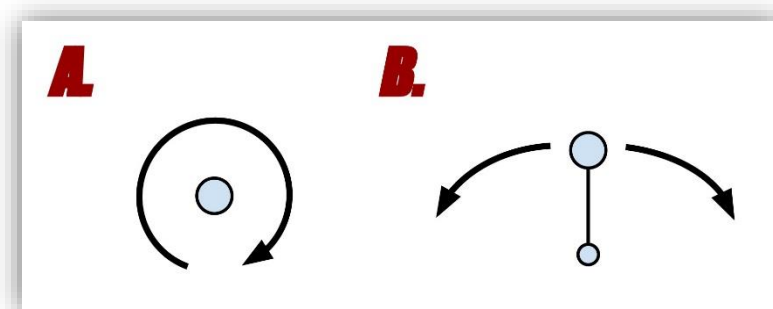
Uchycení kola k čepu probíhá pomocí jednostranného náboje, který běžně používá řada výrobců handbiku například již zmíněný Hase Bikes. U jízdních kol využívá této konstrukce náboje firma Cannondale ve svých systémech jednostranného odpružení předních vidlic. Jeden kus lze získat již za cenu okolo 900 Kč.⁹

⁹ Přibližná cena zjištěna z webových stránek různých dodavatelů. Uvedená cena je pouze orientační.

Rozchod kol v konečné podobě ideového návrhu handbiku činí 900 mm. Takto uvedenou podobu přední nápravy zachycuje *obrázek 19* v následující kapitole o řízení nebo celkový pohled v kapitole 2.2.7 *Ideový model*.

2.2.5 Řídící ústrojí

Řídící ústrojí je u tohoto návrhu koncipováno tak, aby se při řídicím úkonu šlapadla nakláněla směrem do stran na daném rameni, jak znázorňuje pohyb *B* na *obrázku 18*. Obdobně dochází ke změně směru u většiny silničních handbiků. Nevýhoda pohybu *A*, kde dochází k rotaci kolem vlastní osy, tkví ve velkém natočení šlapadel při změně směru jízdy. Při velkém úhlu natočení nastává situace, kdy se úkon šlapání stává špatně proveditelný. Ruce se dostávají do takové polohy, že je šlapání pro jezdce někdy až nepříjemné. Rameno je v ideovém návrhu tvořeno ohnutou konstrukcí sloupku řízení a polohou šlapadel, jak znázorňuje *obrázek 19*.



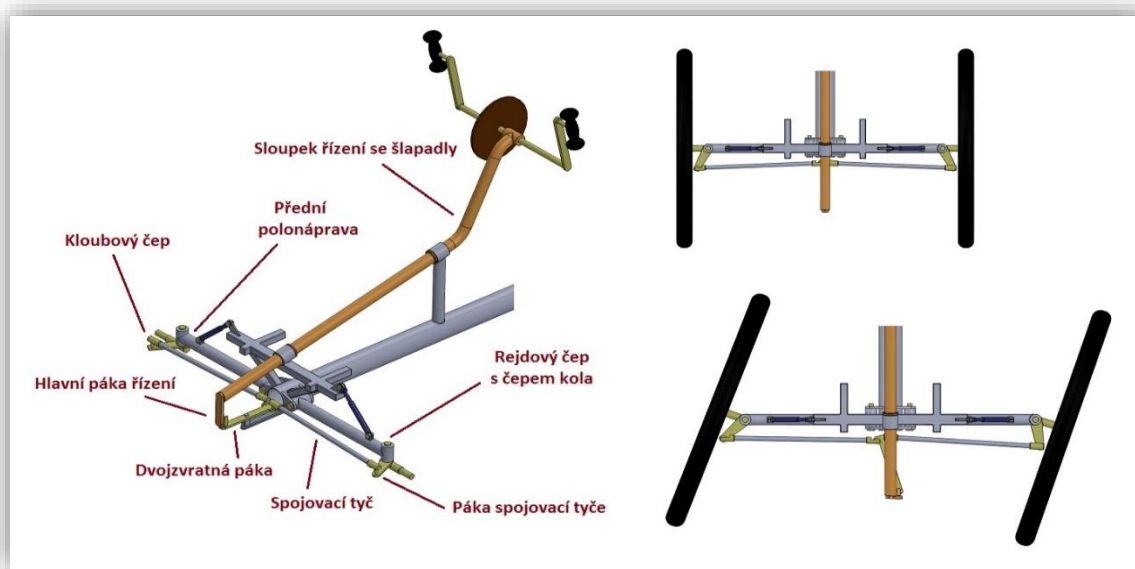
Obrázek 18 Schématické znázornění pohybu šlapadel

Řízení bylo navrhováno tak, aby neobsahovalo žádná složitá řešení ani součásti, které by prodražovali výrobu a zvyšovali hmotnost handbiku. Dále muselo umožňovat jednoduchý pohon zadní nápravy pomocí řetězu vedeného od šlapadel tak, aby konstrukce nebránila jeho uložení přes vodítka do vnitřní části nosné trubky, a zároveň nedocházelo k omezování pohybu řetězu při natočení kol. Mechanismus řízení musí dodržovat následující požadavky, bez nichž by nemohl správně plnit svou funkci:

- přenos řídicího úkonu ze šlapadel na kola;
- odlišné natočení vnitřního a vnějšího kola při změně směru jízdy;
- vzájemně neměnná poloha předních kol.^[25]

Toto řešení umožňuje tzv. lichoběžník řízení ovládaný přímo sloupkem řízení osazeným šlapadly. Montáž lichoběžníku musela být provedena před nápravou, protože zadní

konstrukce by do návrhu přinesla značně složitější provedení, jak řízení tak i pohonu celého handbiku. Postupným vývojem musel být mechanismus ještě doplněn o dvojjzvrtnou páku. Její funkce je podrobně vysvětlena v kapitole 3.2.1 *Změna orientace pohybu řízení*. Jednotlivé části řídicího ústrojí popisuje *obrázek 19* i s pohledy na ústrojí v přímé a natočené poloze.



Obrázek 19 Řídicí ústrojí

Prvním bodem návrhu řídicího ústrojí je určení geometrie již zmíněného lichoběžníku. Tento bod práce popisuje kapitola 3.1 *Návrh lichoběžníku řízení*. Za ním následuje návrh celého ústrojí i s jeho převodovými poměry, popsáním v kapitole 3.2 *Návrh řídicího ústrojí*. Až teprve poté dochází k ideovému navržení řídicího ústrojí, jaké je patrné na *obrázku 19*.

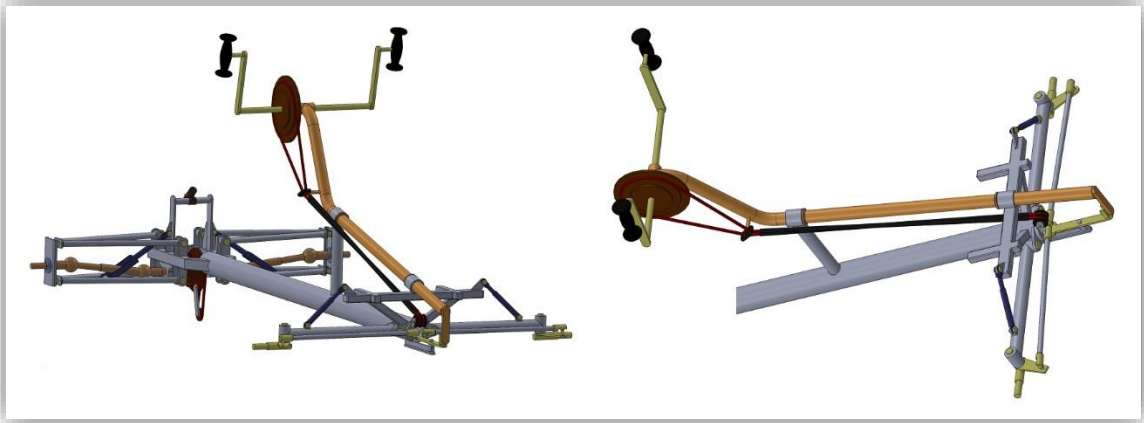
Páky spojovací tyče, jak již bylo uvedené v předchozí kapitole, jsou pevně spojené s rejdovým čepem. Přes kloubový čep dochází ke spojení s dělenou spojovací tyčí a z ní opět přes kloub s dvojjzvrtnou pákou. Pomocí uvedených kloubů se umožňuje svázaný pohyb tyče a polonápravy při změně polohy vlivem jízdy po nerovnostech. Ovšem za podmínky, že se středy otáčení kloubů nachází ve stejné půdorysné rovině jako osy otáčení obou polonáprav. Tímto způsobem se zabezpečuje co nejmenší chyba v mechanismu lichoběžníku řízení při nestejně poloze náprav vlivem odpružení.

Druhý konec dvojjzvrtné páky je spojen pomocí tzv. otočné vidličky s čepem sloupku řízení, přes který se přenáší pohyb vyvolaný sloupkem řízení při změně směru jízdy. Jak již bylo zmíněno v kapitole o základním rámu, sloupek se uchycuje v dělených objímkách s ložisky k základnímu rámu.

V ideovém návrhu handbiku se pak neuvažuje žádná geometrie zavěšení kol. Přesněji nedochází ke geometrickým odchylkám řízených kol a rejdových os od svislé roviny. Ovšem ve výrobním návrhu bude výhodné s ní v upravené podobě počítat. Zabezpečí se tak stabilní, lehké a přesné řízení handbiku.^[25]

2.2.6 Pohonné ústrojí

Cílem bylo navrhnout jednoduchý způsob pohonu zadních kol. Z tohoto důvodu se ustoupilo od hřídele vedeného vnitřní částí nosné trubky. Díky němu a nutným součástem spojených s jeho konstrukcí by se zvedla jak složitost, cena tak i hmotnost návrhu. Jako prostředek pro přenos hnacího momentu jsem tudíž zvolil řetězový převod běžný u klasických jízdních kol. Celé pohonné ústrojí tvoří šlapadla s převodníky, řetěz, vodítka řetězu, hnaný hřídel s vícekolečkem, spojovací kloubový hřídel, čep kola a speciální náboj kol. Změna převodů u šlapadel se uskutečňuje pomocí přesmykače a na hnacím hřídeli kol pomocí měniče neboli přehazovačky. Konečnou podobu pohonného ústrojí v ideovém návrhu zachycují *obrázky 20 a 21*.



Obrázek 20 Pohonné ústrojí – pohled A

Hlavní myšlenkou ideového návrhu je, že řetěz zvolenou cestou umožní pohon zadní nápravy i přes natočení sloupku řízení při průjezdu zatáčkou. U pohybů daných tímto natočením se uvažuje, že je řetěz pomocí různých vodítek a jejich vhodných poloh uskuteční, a zároveň bude dál plnit svou funkci. Následující odstavce podrobněji popisují cestu trakčního momentu od šlapadel až k hnaným kolům.

U ideového návrhu se uvažuje použití šlapadel s převodníky jako u běžně dostupných silničních handbiků, což opět vede ke snížení ceny návrhu. Jak již bylo zmíněno, změna převodu se uskutečňuje pomocí přesmykače. Aby nedocházelo ke špatnému vedení řetězu na ozubená kola, obsahuje sloupek řízení vodítko. To dále zabezpečuje lepší vedení řetězu k nosné trubce při natočení sloupku řízení. Samotný jeho chod ještě zlepšují polyuretanové trubice, kterými je vedený. Tuto součást využívají na svých výrobcích například již dříve uvedená firma Hase Bikes nebo lehokola od české firmy Azub Bike.

Řetěz je dále veden do vnitřní části nosné trubky, kde je opět opatřen polyuretanovými trubicemi, jak dokazuje řez návrhu na *obrázku 21*. Jeho svedení do nosné trubky a ven obstarávají k tomuto účelu navržená vodítka. Jejich podoba je v návrhu zcela ideová. V zadní části přechází řetěz do přehazovačky a z ní k vícekolečkům. Jak již bylo zmíněno, slouží ke změně převodů a návrh ji zachycuje ve zjednodušené podobě. Její poloha se nachází pod vícekolečkem směrem k nosné trubce, protože řetěz musí projít nejdříve ní a až poté jít do záběru s ozubeným kolem.



Obrázek 21 Pohonné ústrojí – pohled B

V současné době existují dva způsoby provedení vícekoleček. První se nasunuje na náboj s volnoběžkou a říká se mu kazeta. Druhé klasické provedení již samo obsahuje volnoběžku a šroubuje se přímo na náboj kola. V ideovém návrhu je uvažován druhý uvedený způsob, tzv. vícekolečko. To se jednoduše šroubuje na závit vytvořený na hnaném hřídeli, který je umístěn do těles s ložisky přichycených k základnímu rámu. Zmíněná volnoběžka slouží k ochraně rukou jezdce. Protože kdyby nebylo ji, tak šlapadla pohání zadní nápravu, a zároveň

ona pohání je. Takto dochází k přerušení přenosu točivého momentu z kol a ruce jsou tak chráněny, když jezdec nešlape. Ovšem ideový návrh obsahuje dva způsoby provedení volnoběžky, o druhém je zmínka v dalším odstavci.^[8]

Točivý moment z hnaného hřídele se přenáší na čep, na kterém je uchyceno kolo zadní nápravy, pomocí spojovacího hřídele s klouby. V návrhu se uvažuje použití křížových kloubů, každý spojovací hřídel musí obsahovat dva takovéto klouby. Tím se umožňuje přenos točivého momentu u součástí, které neleží na jedné ose nebo se jejich vzájemná poloha vlivem pružení mění. Odstraňuje se tak nerovnoměrnost otáčení hřídelů. Spojovací hřídel se dále skládá ze dvou částí, aby byl umožněn axiální posuv pomocí tzv. posuvného členu při propnutí polonápravy. Spojení s hnaným hřídelem a čepem kola se umožňuje pomocí drážkování. Provedení náboje kola není v této práci řešeno, ovšem jeho spojení s čepem kola musí splňovat následující parametry: přenos točivého momentu z čepu na náboj, zařazený volnoběžný člen a uložení kola k nápravě. V současné době se uvažuje o dvou provedení konstrukce. V první náboj obsahuje drážkování a nasouvá se na čep. U druhého provedení dochází pomocí samostatného segmentu k propnutí náboje a čepu. Obě řešení musí obsahovat volnoběžku, která zabezpečuje rozdílné úhlové rychlosti kol při průjezdu zatáčkou. Nahrazuje se tak diferenciál, který se běžně nachází u motorových vozidel.^[28]

Odhadovaná délka celého řetězu činí 5 500 mm, což zhruba odpovídá délce čtyř řetězů běžných jízdních kol. Cena jednoho kusu se pohybuje od 150 až po 1 000 Kč podle kvality a provedení produktu.¹⁰ S touto částí ideového návrhu souvisí ještě kapitola 3.3 *Vybrané parametry pohonného ústrojí*, kde dochází k charakterizaci některých parametrů pohonného ústrojí.

2.2.7 Ideový model

Spojením součástí z předešlých kapitol vzniká podoba ideového návrhu handbiku, jehož model zachycují *obrázky 22, 23 a 24*. Další pohled na model umožňují přílohy uvedené na konci této práce.

Většina řešení neprošla žádnou kontrolní zkouškou. Z tohoto důvodu je nutné v následujících pracích ověřit, zda uvedená fakta správně plní svou funkci. Do této kategorie patří hlavně řešení pohonného a řídicího ústrojí. Co se týče samotného vzhledu návrhu, ten byl při vypracování projektu odsunut až na samotný konec všech požadavků, které byly uvedeny.

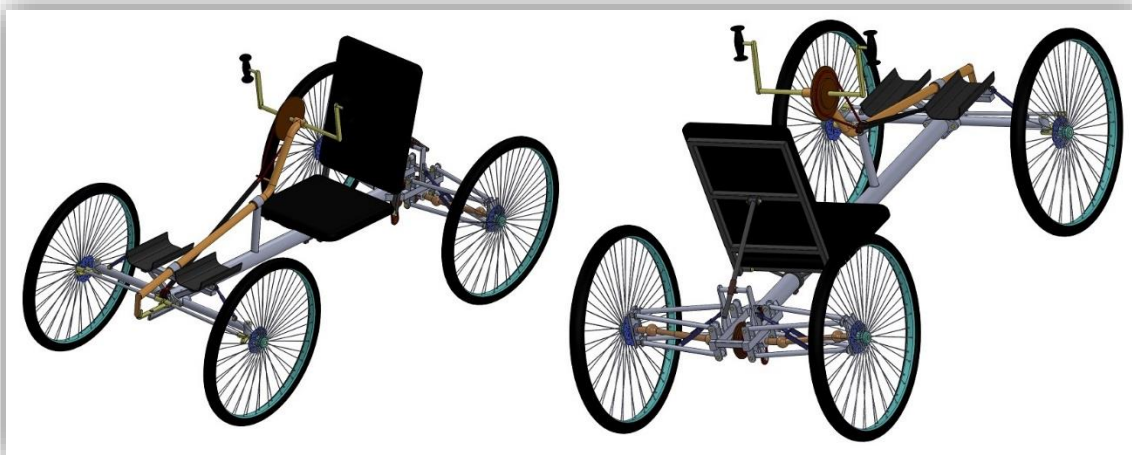
¹⁰ Přibližný rozsah ceny zjištěn z webových stránek různých dodavatelů. Uvedená cena je pouze orientační.

Jeho podoba se bude dále vyvíjet a v poslední fázi projde komerční úpravou, aby došlo k zatraktivnění a tím navýšení poptávky.



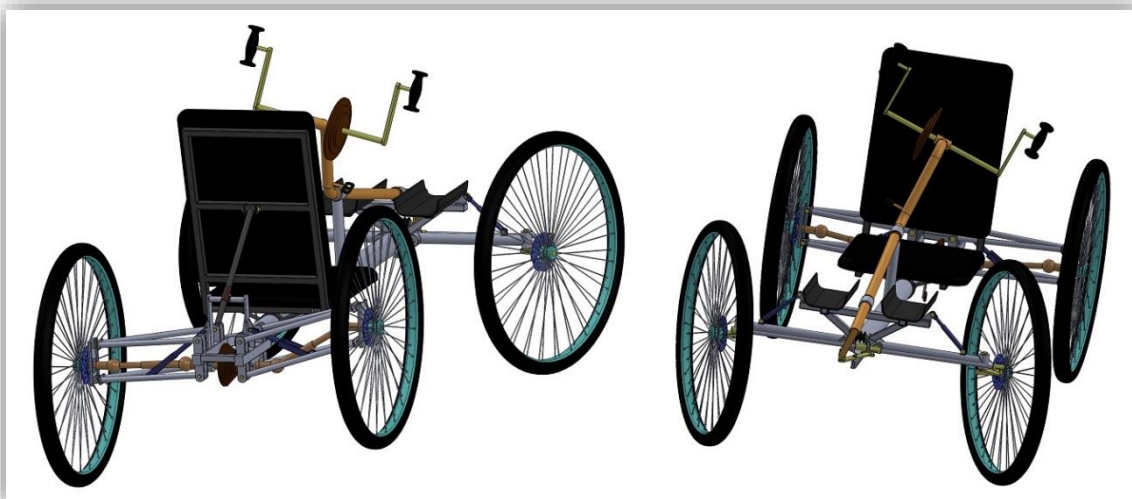
Obrázek 22 Ideový model handbiku – pohled A

Základní rozměrovou podobu ideového návrhu zobrazuje přiložená výkresová dokumentace. Došlo tedy k zachování vzdálenosti rejdových čepů a rozvoru náprav. Jejich hodnoty zůstávají 750 mm respektive 1 450 mm. Z nich vyplývající rozchod kol činí 900 mm. Délka celého návrhu i s koly přední a zadní nápravy vzrostla na hodnotu 2 130 mm. Maximální výška celého návrhu dosahuje při horní poloze šlapadel délky 1 070 mm. Uvažovaná hmotnost by při použití lehkých slitin hliníku neměla překročit 20 kg. Poloha těžiště handbiku bez zatížení jezdce; se zjistila pomocí funkcí softwaru SolidWorks 2013, ve kterém je návrh vyhotoven. Vzdálenosti jsou vztaženy k počátku souřadnicového systému modelu. Ten se nachází v průsečíku svislé roviny přední nápravy a osy souměrnosti nosné trubky. Těžiště dosahuje dle návrhu výšky 120 mm a vzdálenosti od počátku souřadnic 820 mm. Nachází se mírně nad spodní částí sedadla, přibližně v podélné rovině souměrnosti celého návrhu.



Obrázek 23 Ideový model handbiku – pohled B

V průběhu návrhu nebo i po jeho dokončení se přišlo na řadu věcí, které by bylo vhodné upravit nebo také doplnit. Tři z nich jsou uvedené a popsané v kapitole 4. *Závěr*. Všechny výpočty parametrů a kontrol související s ideovým návrhem se nacházejí v kapitole 3. *Návrh vybraných konstrukčních částí*.



Obrázek 24 Ideový model handbiku – pohled C

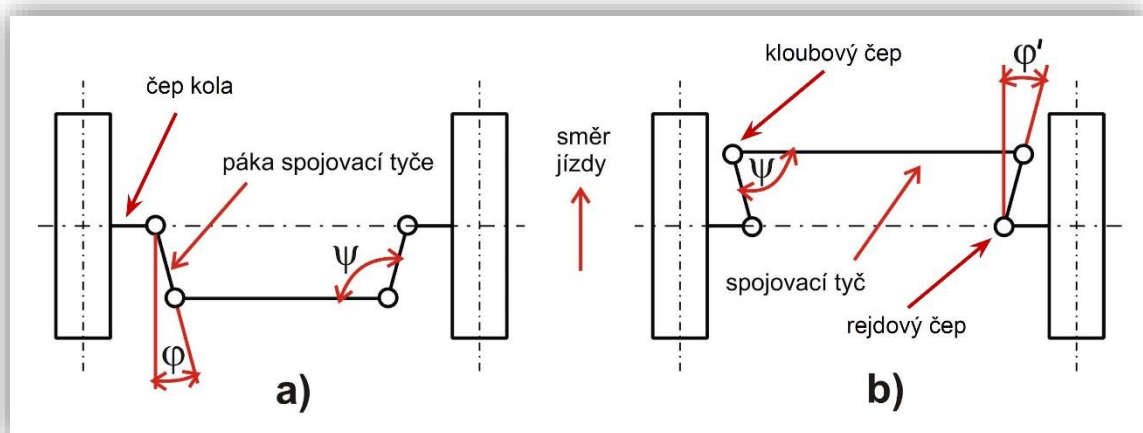
3. NÁVRH VYBRANÝCH KONSTRUKČNÍCH ČÁSTÍ

Tato kapitola popisuje návržení vybraných konstrukčních částí ideového návrhu handbiku, které je nutné probrat více do hloubky. Obsahem této části práce jsou různé analytické a numerické výpočty či různá grafická řešení podle příslušných metod. Některé součásti jsou vymodelovány a je na nich provedena kontrola konstrukce a pevnosti. Následná problematika byla opět prodiskutována nebo vysvětlena vedoucím práce.

3.1 NÁVRH LICHOBĚŽNÍKU ŘÍZENÍ

V kapitole 2.2.5 *Řídící ústrojí* byli popsány různé požadavky na řízení handbiku. Došlo také k vysvětlení, z čeho se skládá a jaké mají jednotlivé součásti funkce. Další vývoj návrhu řídicího ústrojí se dělí do dvou kapitol. V této kapitole se navrhuje pouze mechanismus lichoběžníku řízení. V následující kapitole 3.2 *Návrh řídicího ústrojí* se popisuje návrh celého řídicího ústrojí už s navrženým lichoběžníkem řízení.

Kapitola popisuje návrh konstrukce mechanismu předního lichoběžníku. Cílem tohoto návrhu je určení směru a délky pák spojovací tyče. Celá konstrukce lichoběžníku musí na závěr projít výstupní kontrolou a splňovat dané parametry. Pod pojmem lichoběžník řízení se ukrývá pár součástí, aby nedocházelo k jejich záměně, jsou popsány v následujícím obrázku 25. Na tomto obrázku je také znázorněn rozdíl mezi předním a zadním lichoběžníkem. Páky spojovací tyče se totiž u přední konstrukce rozbíhají, nikoliv sbíhají jako u zadní.



Obrázek 25 Přední (b) a zadní (a) lichoběžník řízení^[26]

3.1.1 Určení maximálního úhlu natočení kol

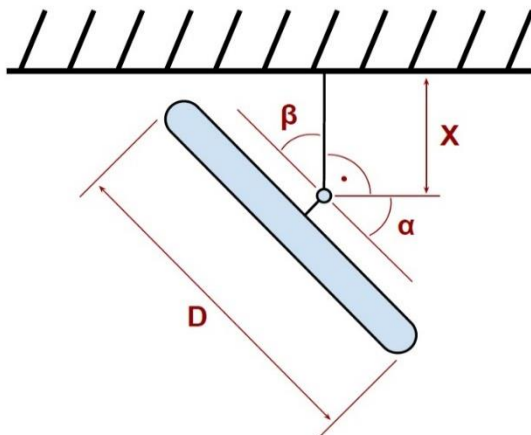
Lichoběžník řízení lze navrhnout několika následujícími způsoby:

- Causantovou metodou;
- s pomocí diagramů;
- přibližnými metodami (odhadem).^[27]

Záměrem je použití Causantovy metody a diagramů. Díky těmto metodám se určí směr a délka pák spojovací tyče. Po návrhu dojde k jejich porovnání. Více o těchto metodách je uvedeno v následujících kapitolách.

Jako první bod postupu se volí určení maximálního úhlu natočení kol. Děje se tak z důvodu zamyšleného použití metody, využívající pro návrh lichoběžníku pomoc diagramů. Z dostupných zdrojů se získali pouze dva diagramy. Každý z nich odpovídá určitému maximálnímu úhlu natočení kol, v tomto případě 33 nebo 40 stupňů. Následně proběhne volba jednoho z nich. Lepší manévrovatelnosti by vyhovoval větší úhel. Je nutné ale brát zřetel na to, aby kolo handbiku bylo možné z důvodu prostoru takto natočit.

V následujícím výpočtu se zjistí minimální vzdálenost rejdového čepu od základního rámu či překážky. Z této délky se poté určí, jestli je možné kolo handbiku natočit o daný úhel (obrázek 26). Vzdálenost kola od rejdového čepu je minimální a tudíž se zanedbává. V konečném hledisku vytváří určitou rezervu vzdálenosti kola od základního rámu. Díky práci pana Kyncla je zvolen ráfek kola o průměru 24 palců, což činí přibližně 610mm. Po přičtení výšky pláště a určité rezervy mezi kolem a rámem či opěrou nohy se stanoví bezpečný průměr kola, kterému musí být umožněno natočení, na 680 mm. S tímto bezpečným průměrem kola probíhá následující výpočet pro zjištění neznámé X .



$$\beta = 180^\circ - 90^\circ - \alpha \quad (1)$$

$$\cos \beta = \frac{X}{\frac{D}{2}} \quad (2)$$

$$\Rightarrow X = \frac{D}{2} * \cos \beta \quad (3)$$

Obrázek 26 Schéma natočení kola do rejdu

Do rovnice (1) se dosadí za úhel α dva zvolené maximální úhly natočení kola. Určí se tak úhel β potřebný k výpočtu minimální vzdálenosti rejdového čepu. Ten se dále společně s průměrem D vkládá do rovnice (3). Obdržené hodnoty se porovnávají s délkou navržené nápravy handbiku. Navrhnutá vzdálenost rejdových čepů je přibližně 750 mm. Od této hodnoty se pak odečítá šířka rámu pro uchycení nohou. Při výpočtu nebyla tato vzdálenost ještě známá, ale její hodnota se uvažuje 400 mm. Po součtu se získá hodnota minimální vzdálenosti rejdového čepu a překážky pro jedno kolo, která činí 175 mm. Pod pojmem překážka si lze představit rám či opěru nohou, podle toho s čím přijde kolo do styku nejdříve.

Tabulka 1 Určení maximální úhlu natočení kol

Maximální úhel natočení kol [°]	úhel β [°]	Minimální vzdálenost určená z úhlu - X [mm]	Minimální vzdálenost určená konstrukcí [mm]	Rozdíl [mm]
33	57	185.18	175	-10.18
40	50	218.55	175	-43.55

Z tabulky 1 lze vyčíst, že ani jeden z úhlů nesplňuje zadanou podmínku. Podle výsledku se dá říci, že kolo nelze do takto velkých úhlů natočit. Vyhodnocení ale není zcela jednoznačné. Při tvorbě vstupních parametrů bylo počítáno se značnou rezervou ve vzdálenosti, ať už u samotného kola či nezahrnutím vzdálenosti kola od rejdového čepu. Pokud je brán v úvahu tento fakt, hodnota maximálního úhlu natočení kol se volí jako úhel 33°. Toto rozhodnutí podporuje fakt, že zjištěný rozdíl vzdáleností je pouze 10 mm. Při navrhování nelze opomenout dorazy kol, aby nedošlo ke střetu kola a nějaké určité překážky.

3.1.2 Ackermannova podmínka řízení

Lichoběžník řízení se musí navrhout tak, aby kola při změně směru jízdy splňovala určité geometrické podmínky. Musí se odvalovat a ne smýkat, tím by totiž docházelo k nadměrnému opotřebením pneumatik. Aby bylo dosaženo této podmínky, musí se kola při změně směru jízdy natáčet o nestejně úhly. Tohoto faktu lze dosáhnout pomocí Ackermannovy podmínky, pro niž platí rovnice (4) a následně (5). Vyjadřuje poměr mezi úhly natočení vnějšího a vnitřního kola. Pokud se berou v úvahu bočně nepoddajná kola, jedná se o teoretický střed otáčení vozidla, který leží na prodloužené ose neřízené zadní nápravy.^[25;26]

$$\cotg \alpha = \frac{R - \frac{B_o}{2}}{L}; \cotg \beta = \frac{R + \frac{B_o}{2}}{L} \quad (4)$$

$$\cotg \beta - \cotg \alpha = \frac{B_o}{L} \quad (5)$$

R – teoretický poloměr zatáčení [mm]

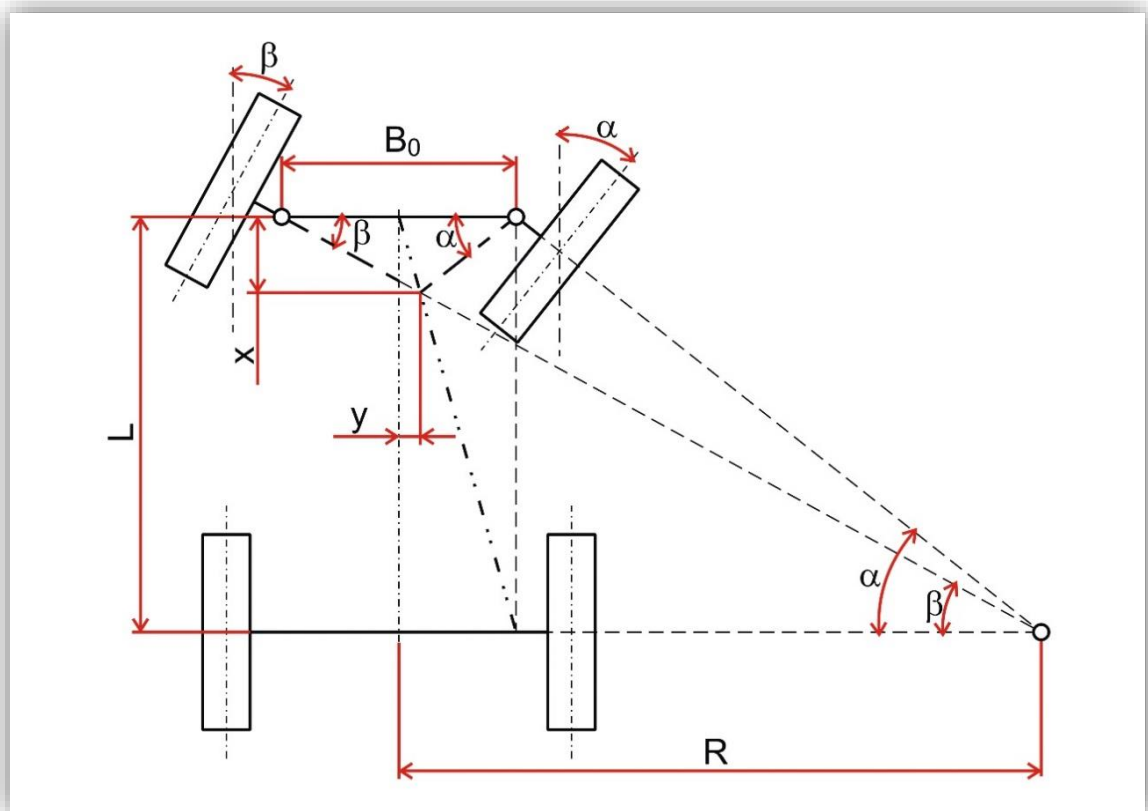
B_o – vzdálenost os rejdových čepů [mm]

L – rozvor náprav [mm]

α – úhel natočení vnitřního kola [°]

β – úhel natočení vnějšího kola [°]

Celou problematiku Ackermannovy podmínky řízení znázorňuje *obrázek 27*. Tento předpoklad je splněn pouze tehdy, jestli se přímky vedené ze středů rejdových čepů pod úhly α a β protnou na určité přímce. Ta spojuje střed přední nápravy s bodem na ose zadní nápravy vzdáleném o polovinu vzdálenosti rejdových čepů B_o .^[25;26]



Obrázek 27 Ackermannova podmínka řízení^[26]

Ackermannova podmínka řízení platí pouze tehdy, jsou-li roviny rotace kol a osy rejdových čepů kolmo na vozovku, objekt se pohybuje pomalu po dráze s velkým poloměrem zatáčení a tuhými koly. Ve skutečnosti tento předpoklad neplatí, jelikož dochází k pružnosti pneumatik a vlivu odstředivé síly při zatáčení, vznikají na všech kolech tzv. směrové úchyly. Ty vyvolávají změnu polohy poloměru zatáčení, který již neleží na prodloužené ose zadní nápravy, a nazýváme ho skutečným poloměrem zatáčení. Pro toto řešení se tento fakt zanedbává. K ideovému návrhu se využívá teoretického poloměru zatáčení. Tento argument podporuje i fakt, že celá tato problematika se týká především dopravních vozidel. Zde je totiž hlavním cílem navrhnout řízení tak, aby docházelo ke správnému natáčení kol pro malé úhly, s nimiž je spojena vyšší rychlost jízdy. Pro velké úhly, například při manévrování, nejsou chyby při natáčení kol tak závažné. Handbike zdaleka nedosahuje rychlosti jízdy motorového vozidla, proto k výpočtu postačí teorie o teoretickém poloměru zatáčení. Výpočet se tak značně zjednoduší.^[25;28]

Pro výpočet hodnot úhlu natočení kola a teoretického poloměru zatáčení je potřeba určit velikost některých parametrů handbiku z rovnic (4) a (5). Předpoklad hodnot těchto parametrů vyplývá z ideového návrhu, tudíž se jejich konečná podoba může po návrhu změnit. O vzdálenosti rejdových čepů B_o padla zmínka již v kapitole 3.1.1, její hodnota se stává pro celý návrh neměnnou a činí 750 mm. Druhým parametrem je rozvor náprav L . Jeho velikost se předpokládá okolo 1 450 mm, i zde se jedná o neměnný parametr, který poslouží pro celý návrh. Úhel natočení vnějšího kola se určí po dosazení zmíněných hodnot do rovnice (5). Teoretický poloměr zatáčení R je vypočten z rovnice (4). Výsledné hodnoty jsou zaznamenány v následující tabulce 2.

Tabulka 2 Hodnoty úhlů natočení kol a teoretický poloměr zatáčení

α [°]	θ [°]	R [mm]
33	25,93	2607,8
16,50	14,41	5270,12

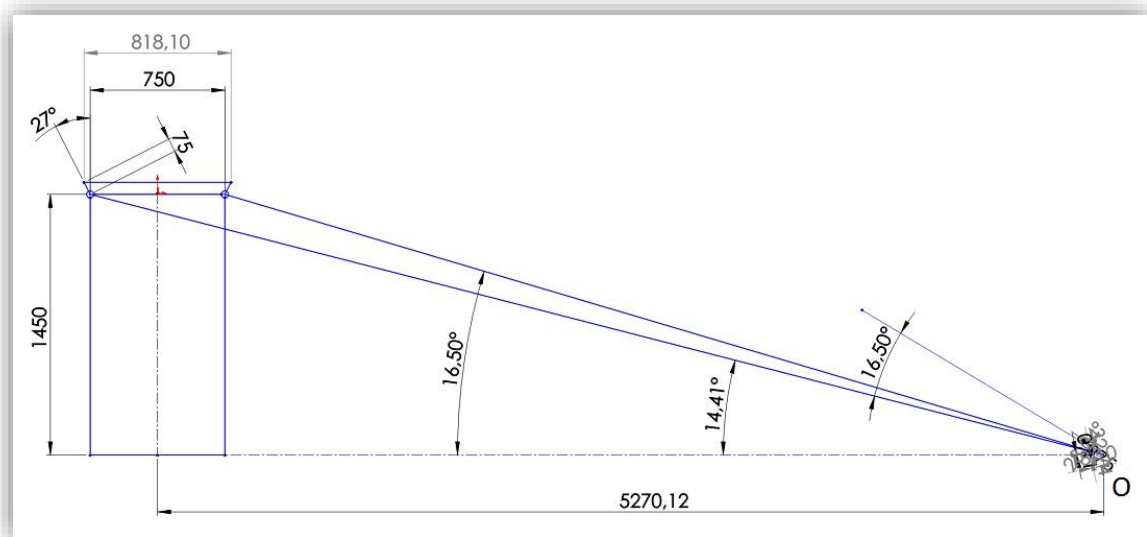
Causantova konstrukce má jednu důležitou podmínku, nesmí se při jejím tvoření použít maximální úhly natočení kol, které jsou ve spojení s minimálním poloměrem zatáčení. Její tvorba probíhá pomocí úhlů odpovídajícím střednímu poloměru zatáčení. Z tohoto důvodu se při výpočtu Ackermannovi podmínky řízení určí dva soubory hodnot: jeden pro maximální

hodnoty úhlů (33°) a druhý pro střední ($16,50^\circ$). Střední hodnota úhlu α se získá polovinou velikosti maximálního úhlu natočení kol.^[26]

3.1.3 Causantova konstrukce

Jedná se o první ze dvou metod návrhu lichoběžníku řízení, kterou jsem se rozhodl použít. S její pomocí se určuje velikost a směr páky spojovací tyče, jak již bylo zmíněno v předchozích kapitolách. V dřívější dobách značně používaná a poměrně přesná grafická metoda.

V kapitole 3.1.2 se objevila zmínka, že pro její tvorbu je nutné použít úhly natočení kol odpovídající střednímu poloměru zatáčení. Z tohoto důvodu se využije soubor hodnot pro úhel $16,50^\circ$ z tabulky 2. I ostatní hodnoty potřebné pro konstrukci se použijí z již zmíněné kapitoly.



Obrázek 28 Causantova konstrukce

Výslednou Causantovu konstrukci zachycuje obrázek 28. Jak je z něho patrné, není zde hlavní část konstrukce u teoretického středu zatáčení O vůbec viditelná. To se děje z toho důvodu, že celá konstrukce musí být ve stejném měřítku, proto je velikost páky spojovací tyče oproti střednímu poloměru zatáčení miniaturní. Pomocí softwaru SolidWorks 2013, ve kterém byl obrázek vytvořen, šlo konstrukci zvětšit, proto následuje na obrázku 29 detail této části. Celý postup Causantovy konstrukce je následující:^[26;27]

- a) náčrt základního obrazce, který simuluje podobu podvozku. Obrazec tvaru obdelníku tvořeného vzdáleností os rejdových čepů B_o a rozvorem náprav L :

$$B_o = 750 \text{ mm},$$

$$L = 1450 \text{ mm};$$

- b) na prodlouženou osu zadní nápravy se vynáší střední poloměr zatáčení (od střední osy symetrie), nalezen teoretický střed zatáčení O :

$$R = 5270,12 \text{ mm};$$

- c) okolo teoretického středu zatáčení O se opisuje kruhový oblouk r , který představuje délku páky spojovací tyče. Její délka odpovídá poměru $r/B_o = 0,15$ až $0,17$ výjimečně $0,1$. Více o volbě poměru v kapitole 3.1.5. Při vynesení do obrazce musí být rozměr ve stejném měřítku jako B_o a L :

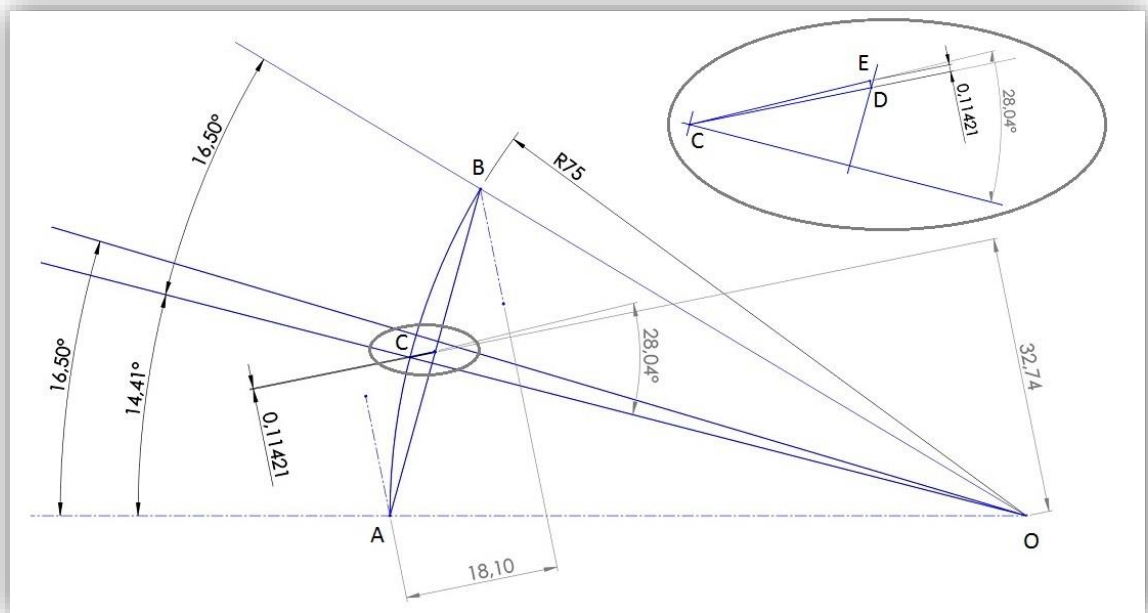
$$r = 0,1 * B_o = 75 \text{ mm};$$

- d) z teoretického středu zatáčení O se vynesou úhly natočení kol, nejdříve úhel β a od něj úhel α :

$$\alpha = 16,50^\circ,$$

$$\beta = 14,41^\circ;$$

- e) nalezeny body A , B , C jako průsečíky kruhového oblouku r s prodlouženou osou zadní nápravy a s paprsky úhlů α a β ;



Obrázek 29 Detail Causantovi konstrukce

- f) spojením bodů A a B se obdrží sečna oblouku, v jejímž středu se nalézá bod D ;

- g) body C a D tvoří úsečku, na kterou se kolmo z bodu D vynese vzdálenost x . Nahoru, pokud se jedná o přední lichoběžník a dolů, pokud o zadní. V našem případě se vynášá nahoru. Vzdálenost x je určena ze vztahu níže, kde se proměnné y a z odečtou ze schéma Causantovy konstrukce:

$$x = \frac{1}{2} * [(B_o - z) - \sqrt{(B_o - z)^2 - y^2}] = 0,11421 \text{ mm},$$

$$y = 18,1 \text{ mm} \rightarrow \text{vzdálenost bodů A a B},$$

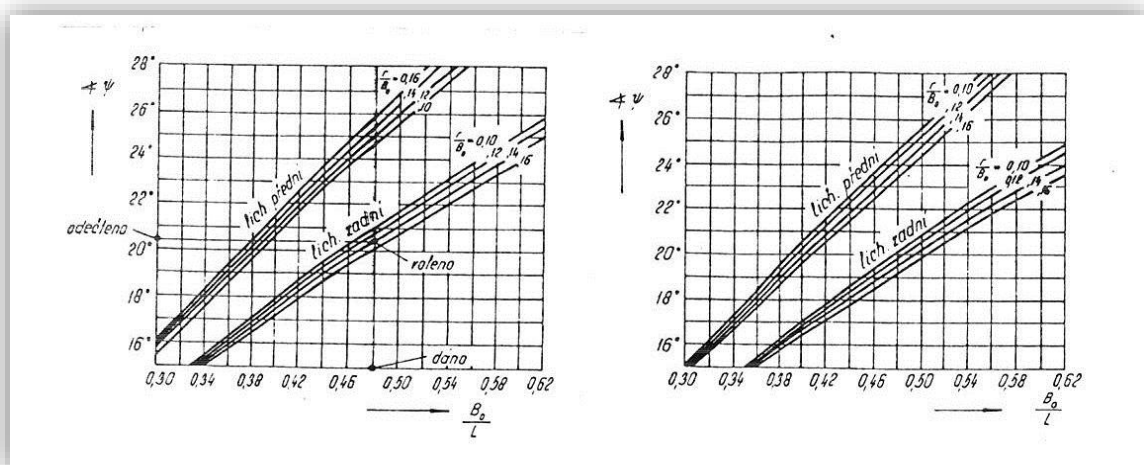
$$z = 32,74 \text{ mm} \rightarrow \text{vzdálenost bodů C a O};$$

- h) po vynesení vzdálenosti x se získá bod E, který se protne s bodem C;
i) hledaný úhel odklonu páky spojovací tyče svírají body ECO.

Pomocí Causantovy konstrukce se určilo, že délka páky spojovací tyče bude nabývat hodnoty 75 mm a úhel jejího odklonu $28,04^\circ$. Podoba navrženého lichoběžníku pomocí této metody je nakreslena do schématu v *obrázku 28*. Délka spojovací tyče poté vychází 818,1 mm.

3.1.4 Konstrukce pomocí diagramů

Princip druhé metody k určení velikosti a směru pák spojovací tyče spočívá v odečtení hodnot z příslušných diagramů, které jsou viditelné na *obrázku 30*. Na vodorovné ose se nachází poměr vzdálenosti os rejdových čepů B_o a rozvoru náprav L . Svislá osa představuje hledaný úhel odklonu pák spojovací tyče. Každý z diagramů obsahuje dvě čtveřice křivek pro přední a zadní lichoběžník. Každá křivka pak prezentuje poměr délky páky spojovací tyče r a vzdálenost os rejdových čepů B_o v rozpětí 0,1 až 0,16.^[26]



Obrázek 30 Diagramy pro max. úhel natočení kol 33° a 40° ^[26]

Obrázek 30 zachycuje diagramy pro maximální úhel natočení kol 33° a 40° . Pro potřeby návrhu se využije diagram pro úhel 33° , který je na obrázku vlevo. Jak již bylo řečeno dříve, jedná se o návrh předního lichoběžníku, tudíž se využije příslušná čtveřice křivek pro poměr délky páky spojovací tyče r a vzdálenost os rejdových čepu B_o . Pro tento případ byl zvolen poměr o velikosti 0,1 a to z důvodu jeho použití v předchozí kapitole 3.1.3. Posledním bodem potřebným k odečtení úhlu je poměr B_o/L . Obě hodnoty jsou již známé z předchozích kapitol a jejich velikost je dána rovnicí (6).

$$\frac{B_o}{L} = \frac{750}{1450} = 0,52 \text{ mm} \quad (6)$$

Pokud jsou určeny výše zmíněné veličiny, je možné odečíst z diagramu úhel odklonu pák spojovací tyče. V našem případě hodnota činí přibližně $26,5^\circ$.

3.1.5 Porovnání metod

Výsledné hodnoty obou metod jsou zachyceny v *tabulce 3*. Jak je patrné, vznikla při návrhu určitá chyba, protože velikosti úhlu se liší o $1,54^\circ$. Tento fakt lze přičíst nepřesnosti Causantovy metody a zároveň chybě při odečítání hodnot z diagramů. Dle výsledků kontrol návrhu popsaných v následujících odstavcích lze prohlásit, že dosažené hodnoty jsou dostatečně přesné a je tedy možno chyby zanedbat.^[26]

Tabulka 3 Porovnání metod k zjištění úhlu odklonu pák spojovací tyče

	dle Causanta	z diagramů	rozdíl úhlů
úhel odklonu páky [°]	28,04	26,5	1,54

Velikost zjištěných úhlu do značné míry závisí na volbě délky pák spojovací tyče r , přesněji poměru r/B_o . Zde volba padla na poměr 0,1 a to ze dvou důvodů. Jelikož se konstrukce předního lichoběžníku rozšiřuje, musí být zabezpečeno, aby nedošlo ke kontaktu kol s pákami spojovací tyče. Z tohoto vyplývá posun předních kol od rejdového čepu. Čím delší tyč, tím větší posun kol, což je nepraktické. Z daného důvodu byla snaha navrhnout délku tyče co možná nejkratší, a to právě splňuje zvolený poměr. Druhým důvodem byl fakt, že uvedený poměr nalezneme také na diagramech, z kterých odečítáme úhly odklonů pák.

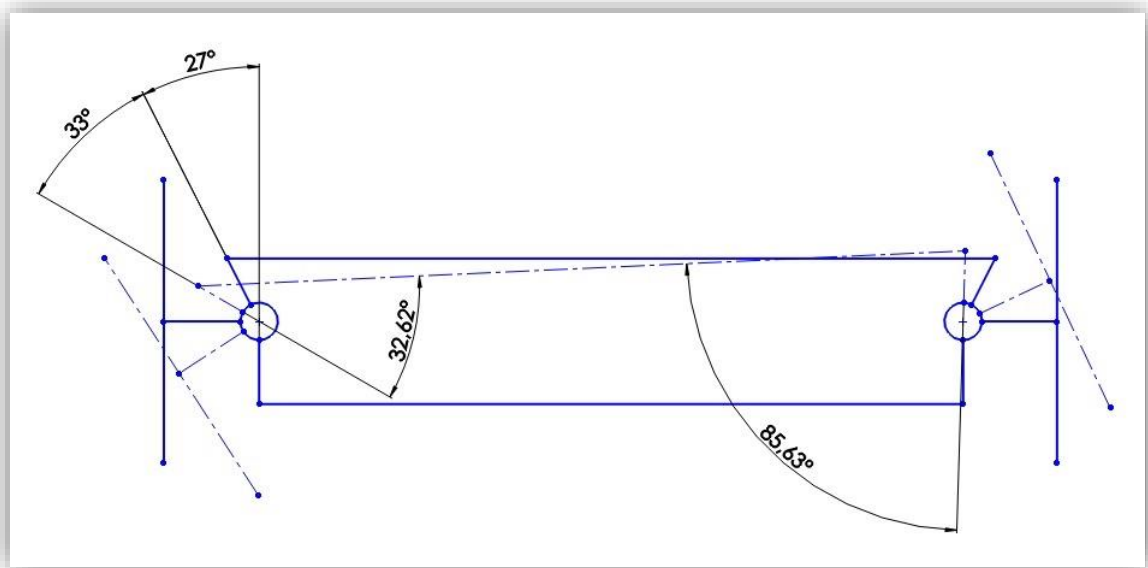
Konečná volba úhlu odklonů pák spojovací tyče probíhala z intervalu zjištěných úhlů. I zde bylo nutné zvolit takový úhel, aby velikost lichoběžníku odpovídala co nejmenší šíři.

S přihlédnutím k určité chybě odečtu hodnot z grafu padla volba na úhel 27° . O správnosti návrhu rozhodne několik kontrol, které popisují následující kapitoly.

3.1.6 Kontrola proti možnému vzpříčení mechanismu řízení

Při návrhu se musí dát pozor, aby velikost úhlů, které svírají páky spojovací tyče se spojovací tyčí, nepřesáhli určitou kritickou hodnotu při maximálním natočení kol do rejdu. Pokud by se tak stalo, hrozí vzpříčení mechanismu řízení, kdy kola nelze natočit zpět do přímého směru a dopravní prostředek se stává neovladatelným.

Pomocí softwaru SolidWorks 2013 vznikl *obrázek 31*, který slouží ke kontrole tohoto problému. Zachycuje navržený přední lichoběžník řízení ve dvou polohách natočení kol. Plná čára představuje standartní polohu kol v přímém směru pro zvolený odklon pák 27° . Následuje skica nakreslená čerchovanou čarou, která představuje vybrané maximální natočení kol do rejdu o 33° . Pomocí něho lze určit velikost hledaných úhlů.



Obrázek 31 Kontrola proti možnému vzpříčení mechanismu řízení

Hledané úhly nesmí nabývat hodnot menších než 20° a zároveň větších než 160° . Jak lze odečíst z *obrázku 31*, je tato kontrola splněna. Zjištěné úhly o velikostech $32,64^\circ$ a $85,63^\circ$ tuto podmínku bezpečně dodržují. Výše zmíněné platí pro obě provedení lichoběžníku.

3.1.7 Kontrola pomocí křivky chyb

Jedná se o grafickou kontrolu kvality navrženého lichoběžníku řízení. Ta se provádí pomocí křivky, která se určí ze znalostí a rovnic uvedených v kapitole 3.1.2 o Ackermannově podmínce řízení.

Do rovnic (4) a (5) se zavedou tzv. pomocné veličiny x a y , které jsou znázorněné na obrázku 27 v již zmíněné kapitole. Po úpravě těchto vztahů se získají následující rovnice (7) a (8).^[25;26]

$$\cotg \alpha = \frac{\frac{B_0}{2} - y}{x}; \quad \cotg \beta = \frac{\frac{B_0}{2} + y}{x} \quad (7)$$

$$\cotg \beta - \cotg \alpha = \frac{B_0}{L} = \frac{2 * y}{x} \quad (8)$$

Jak již bylo zmíněno v uvedené kapitole, Ackermannova podmínka platí tehdy, jestli se přímky vedené ze středu rejdových čepů pod úhly α a β protnou na určité přímce. Ta je vedena ze středu přední nápravy do bodu na ose zadní nápravy vzdáleném o $B_0/2$ od podélné osy objektu. Tato přímka je popsána rovnicí (9) odvozené z rovnice (8).^[25;26]

$$y = \frac{B_0}{2 * L} * x \quad (9)$$

Z důvodu značné složitosti geometrie mechanismu řízení, je nemožné dosáhnout ideální přímky. Díky chybám v geometrii vzniká tzv. křivka chyb, která představuje odchylku od ideálního stavu. Kvalitu navrženého lichoběžníku určuje právě tato odchylka.^[25;26]

Křivku chyb reprezentují průsečíky přímek vynášených z os rejdových čepů pod skutečnými úhly α a β . Její konstrukce proběhla opět pomocí softwaru SolidWorks 2013 jako v předchozích případech. Výslednou podobu zachycuje obrázek 32. Je nutné se zmínit, že naznačená konstrukce křivky chyb platí pouze pro tuhou nápravu. U nezávislého zavěšení kol se musí uvažovat vzájemný pohyb pák a tyčí řízení. Tento fakt platí i u navrhovaného handbiku, kde bude též nezávislé zavěšení kol. Jak už napovídá název kapitoly, jedná se pouze o kontrolu kvality navrženého lichoběžníku řízení. Z tohoto důvodu se výše zmíněná problematika nezávislého zavěšení zde neuvažuje a bude vysvětlena v dalších kapitolách. Postup tvorby křivky chyb je následující:^[25;26;27]

- a) nákres základního obrazce, který simuluje podobu podvozku. Obrazec tvaru obdelníku tvořeného vzdáleností os rejdových čepů B_o a rozvorem náprav L :

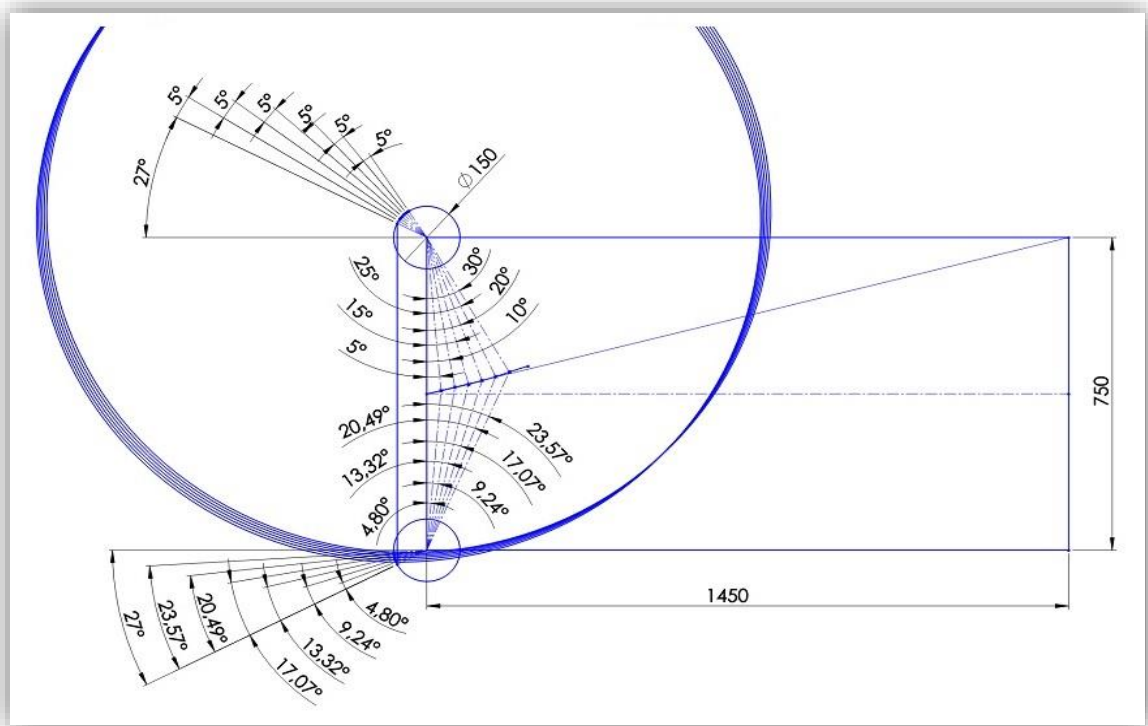
$$B_o = 750 \text{ mm},$$

$$L = 1450 \text{ mm};$$

- b) nákres lichoběžníku řízení a přímky ideálního řízení tj. úhlopříčky řízení ve stejném měřítku jako základní obrazec;
- c) z obou os rejdových čepů se opišou kružnice o poloměru rovném délce páky spojovací tyče r :

$$r = 75 \text{ mm};$$

- d) na oblouk vnitřního kola se vynášejí body, které představují určitou polohu konce spojovací tyče při natočení kol. Nejčastějším krokem pro určení polohy páky vnitřního kola je úhel 5° viz horní část obrázku 32. Body se vynášejí do maximálních hodnot natočení kol, v tomto případě do úhlu 30° ;

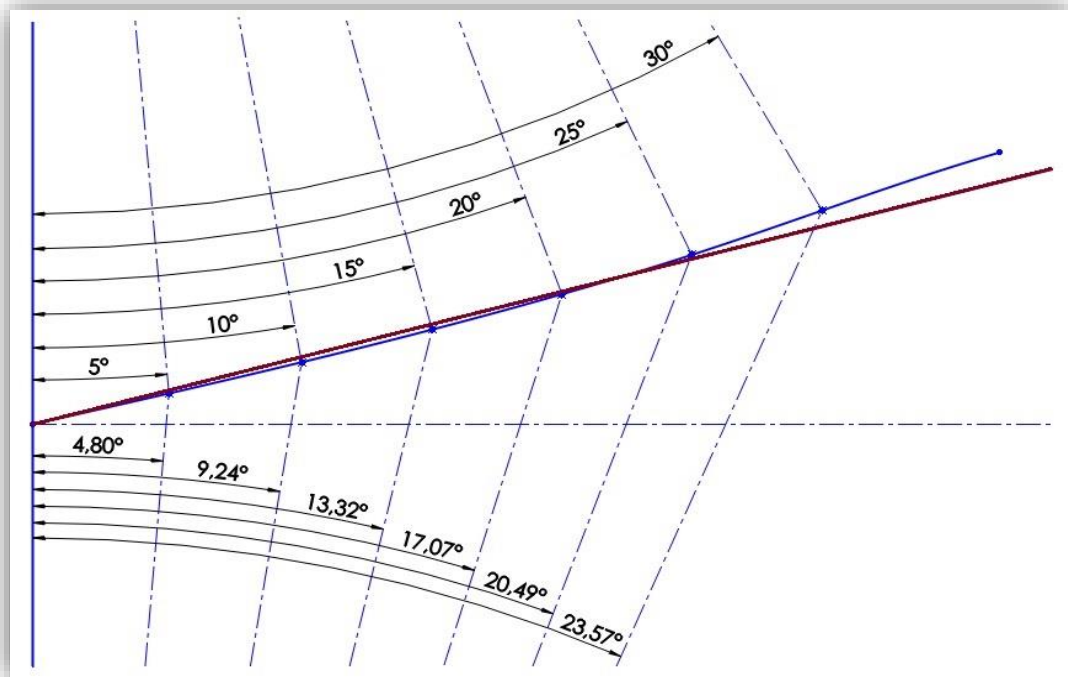


Obrázek 32 Křivka chyb

- e) z bodů vytvořených v kroku d) se vynášejí kružnice o poloměru rovném délce spojovací tyče t :

$$t = 818,10 \text{ mm};$$

- f) kružnice z kroku *e*) se protínají s kružnicí vnějšího kola a vznikají průsečíky (body), které představují konce spojovací tyče u natočení vnějšího kola. Tyto body svírají skutečné úhly natočení vnějšího kola;
- g) z osy rejdového čepu vnitřního kola se vynesou přímky od spojnice rejdových čepů o velikostech úhlů jednotlivých kroků (5° , 10° , 15° , ...) do vnitřní části základního obrazce;
- h) stejný krok jako předchozí se provede pro vnější kolo, ale pro úhly zjištěné krokem *f*). Velikost těchto úhlů zachycuje *tabulka 4*;
- i) přímky z kroků *g*) a *h*) vytvoří průsečíky, které představují body křivky chyb. Její detailní podobu (modrá křivka) zachycuje *obrázek 33*.



Obrázek 33 Detail křivky chyb

Nachází-li se křivka chyb převážně mezi osou symetrie a úhlopříčkou (tmavě červená přímka), jsou zjištěné úhly natočení vnějšího kola příliš velké. Pokud se křivka nachází převážně nad úhlopříčkou, je tomu naopak.^[27]

Měřítkem kvality navrženého lichoběžníku jsou odchylky od ideálního stavu. Ta nesmí pro úhly natočení kol do 10° překročit hodnotu 1° . Pro úhly blízké se maximálnímu natočení kol nelze, aby hodnota odchylky přesáhla hodnotu 3° . Pokud lichoběžník řízení splňuje výše zmíněné podmínky, lze prohlásit navrženou konstrukci za vyhovující.^[26;27]

Odchylky od ideální přímky řízení lze zjistit porovnáním skutečné a teoretické velikosti úhlů natočení pák spojovací tyče vnějšího kola. Výsledky jsou zaznamenány v *tabulce 4*. Spolu s nimi tabulka obsahuje úhly natočení vnitřního kola (páky), které byly zvoleny při konstrukci křivky chyb, dále pak hodnoty úhlů skutečného natočení vnějšího kola (páky). Poslední soubor hodnot tvoří velikosti úhlů teoretického natočení vnějšího kola (páky). Velikost těchto hodnot se vypočítá z *rovnice (10)*, která se získala úpravou *rovnice (5)*.

$$\cotg \beta - \cotg \alpha = \frac{B_o}{L} \rightarrow \beta = \operatorname{arccotg}\left(\frac{B_o}{L} + \cotg \alpha\right) \quad (10)$$

Jak je z *tabulky 4* patrné, hodnota odchylky nepřesáhla ani do úhlu 30° natočení vnitřních kol kritickou velikost 1°. Z toho pohledu lze navržený lichoběžník handbiku prohlásit za vyhovující.

Tabulka 4 Velikost odchylky řízení od ideálního stavu

Úhel natočení vnitřního kola α [°]	Teoretický úhel natočení vnějšího kola β [°]	Skutečný úhel natočení vnějšího kola [°]	Odchylka [°]
5	4.785	4.804	0.019
10	9.179	9.237	0.058
15	13.243	13.322	0.079
20	17.030	17.072	0.042
25	20.591	20.487	0.104
30	23.969	23.567	0.402

3.2 NÁVRH ŘÍDÍCIHO ÚSTROJÍ

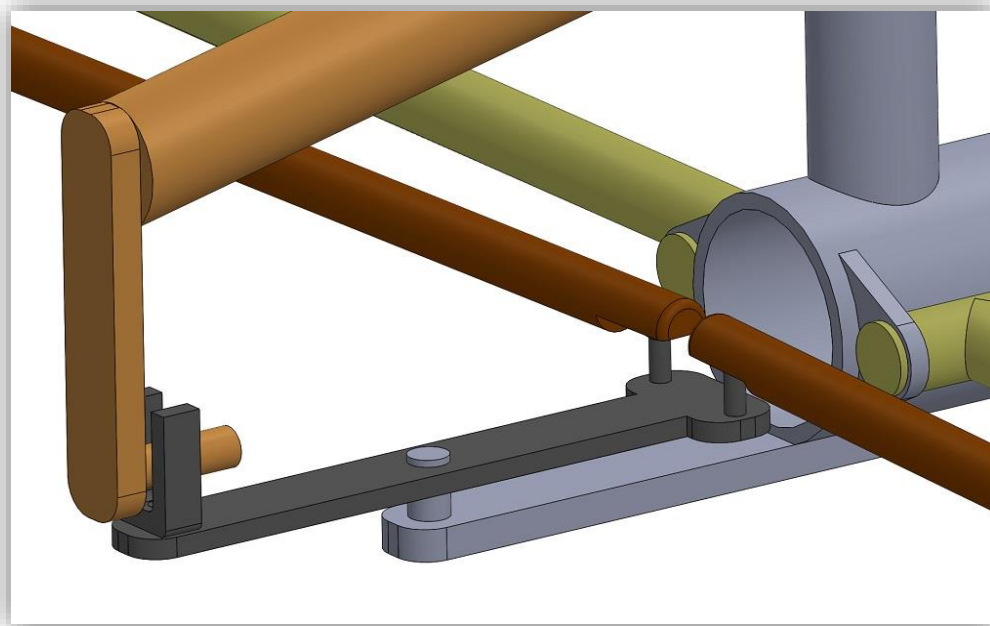
Po úspěšném návrhu mechanismu lichoběžníku řízení následuje podrobnější návrh celého řídicího ústrojí, do kterého bude zakomponován již zmíněný navržený přední lichoběžník z předchozí kapitoly 3.1 *Návrh lichoběžníku řízení*. Vysvětlení terminologie jednotlivých částí řídicího ústrojí proběhlo již v kapitole 2.2.5 *Řídicí ústrojí*.

3.2.1 Změna orientace pohybu řízení

Na konec sloupku řízení měly být uchyceny konce spojovacích tyčí, které ovládají navržený lichoběžník. Použitím předního lichoběžníku nastává u uvedeného mechanismu řízení zásadní problém. Pohyb sloupku jedním směrem, vyvolává na kolech pohyb přesně opačný.

Takovéto řešení je ovšem vzhledem k ovládní handbiku nepřijatelné. Vzniká tak nutnost změnit orientaci pohybu mechanismu vůči pohybu sloupku řízení.

Po dlouhých úvahách a konzultacích s vedoucím práce se rozhodlo, že změna orientace pohybu se provede pomocí dvojzvrtné páky umístěné vodorovně mezi lichoběžník a sloupek řízení. Délka jednotlivých ramen musí být stejná. Zajišťuje se tím nulová změna úhlového a silového převodového poměru, o kterých bude řeč v následujících kapitolách. Návrh této páky (tmavě šedivá barva) a jejího uložení zachycuje *obrázek 34*. Jedná se pouze o součást ideového modelu řízení, tudíž její podoba není konečná, ale jen myšlenková.



Obrázek 34 Dvozzvrtná páka

Páka je otočně uchycena k základnímu rámu. Jeden z konců páky obsahuje kulové čepy pro uchycení spojovacích tyčí (hnědá barva). Polohu čepů lze navrhnout dvojím způsobem. Buď spojovací tyče leží čelem k sobě (viz *obrázek 34*) nebo vedle sebe. Díky jednoduchému ideovému kinematickému obrazci pohybů obou provedení se určilo, že menší chybu v řízení vyvolá první provedení a to přibližně o 10 mm. Druhý konec páky je osazen otočně připevněnou součástí ve tvaru U, tzv. vidličkou. Ta zachycuje specifický pohyb čepu uloženém na sloupku řízení a přenáší ho dál na páku.

Tento způsob návrhu byl zvolen z důvodu jednoduchosti, levnosti a nenáročnosti na prostor. S pomocí softwaru SolidWorks 2013 se vytvořilo několik provedení této páky, rozdílných svou délkou a vzdáleností uchycení od základního rámu. U každého modelu se

provedla kontrola řídicího ústrojí tak, že zjištěné úhly natočení kol se porovnávaly s úhly vypočtenými z rovnice (10) uvedené v kapitole 3.1.7. Hodnoty se zanesli do tabulky 5.

Tabulka 5 Porovnání provedení páky změny orientace pohybu

Vzájemná poloha spojovacích tyčí	Délka páky změny orientace pohybu [mm]	Úhel natočení vnitřního kola α [°]	Teoretický úhel natočení vnějšího kola β [°]	Skutečný úhel natočení vnějšího kola [°]	Odchylka [°]	Úhel natočení sloupku řízení [°]
Rovnoběžné	150 (75/75)	10	9.179	9.59	0.411	8.66
		33	25.925	29.31	3.385	26.99
Různoběžné	150 (75/75)	10	9.179	9.43	0.251	8.31
		33	25.925	27.62	1.695	25.21
Různoběžné	165 (90/75)	10	9.179	9.43	0.251	9.99
		33	25.925	27.62	1.695	30.53

Úhly natočení kol se volí z důvodu vhodnosti pro zjištění kvality navrženého řízení. Podrobnější vysvětlení bylo probráno v kapitole 3.1.7. Páka změny orientace pohybu při prvním návrhu dosahovala velikosti 100 mm. Z toho vyplývá, že délka ramene se rovná 50 mm. Bohužel toto provedení nedosáhlo maximálního požadovaného natočení kol do rejdu. Proto se rameno prodloužilo na stejnou délku, jaké dosahuje páka spojovací tyče.

První dvě provedení uvedená v tabulce 5, se liší vzájemnou polohou spojovacích tyčí. Různoběžné polohy tyčí se dosáhlo posunem páky k základnímu rámu. Jak je patrné z tabulky, vede tato změna k menší chybě v mechanismu řízení. Pro následnou kontrolu řídicího ústrojí se zvolila páka o délce 150 mm s různoběžnou polohou spojovacích tyčí.

Jako bonus se uvádí hodnoty natočení sloupku řízení. Jejich velikost lze dále upravovat délkovým převodem navržené páky. Hodnoty pro takto upravený model jsou v tabulce uvedeny jako poslední. Délka ramene směrem k sloupku řízení se prodloužila na hodnotu 90 mm. Musí se ovšem dát pozor na to, že s touto změnou dohází i k úpravě silového převodového poměru.

3.2.2 Výpočet úhlového převodového poměru řízení

Jedná se o první ze dvou hledisek sloužící k určení převodového poměru řízení, které patří do kategorie hodnotících parametrů řízení. Díky tomuto hledisku je možné určit poměr úhlu natočení mezi sloupkem řízení a rejdovými koly. Dále lze u navrženého mechanismu stanovit délku hlavní páky řízení, která souvisí s výše popsaným poměrem. Pro připomenutí, hlavní páka řízení se nachází v přední části sloupku řízení směrem kolmým k vozovce. Druhé hledisko je probráno hned v následující kapitole.^[28]

Pro maximální úhel natočení kol o 33° bylo nutné určit odpovídající úhel natočení sloupku řízení se šlapadly. Po konzultaci s panem Tomášem Pouchem a jím následně zaslání videí s názornými příklady natáčení kol u běžných handbiků, se zvolil výchozí úhel totožný jako u kol tedy 33° . Hlavním důvodem této volby byla snaha o jednoduchou ovladatelnost navrhovaného prostředku. Velké úhly natočení sloupku by snižovali schopnost přenosu hnací síly z rukou na šlapadla při jízdě zatáčkou a také pohodlnost samotné obsluhy při provádění tohoto manévru. Naproti tomu menší úhly vedou k velké citlivosti řízení, což má za následek nestabilní jízdu při šlapání. O vhodnosti volby rozhodnou až následující výpočty.

Pomocí rovnice (11) se určí velikost úhlového převodového poměru z maximálního natočení kol a volantů do rejdu, který dále poslouží k výpočtu délky hlavní páky řízení.^[28]

$$i_\omega = \frac{\Omega_v}{\alpha_s} = \frac{33}{33} = 1 \quad (11)$$

i_ω – úhlový převodový poměr [-]

Ω_v – maximální úhel natočení sloupku řízení [°]

α_s – úhel natočení kol [°]

Výsledná hodnota poměru je rovna 1. Jedná se o bezrozměrnou veličinu. Tohoto zjištění se využívá hned v následující rovnici (12), kde je úhlový převodový poměr vypočten z převodových poměrů převodky a páky řízení.

Ideový návrh handbiku neobsahuje žádnou známou podobu převodky řízení. Tato veličina je tedy zanedbána a rovna jedné. Z rovnice (12) po této úpravě vzniká rovnice (13), pomocí které lze jednoduše určit velikost převodového poměru páky řízení. Jak je patrné z výsledné rovnice, nabývá stejné hodnoty jako úhlový převodový poměr, tedy 1.^[28]

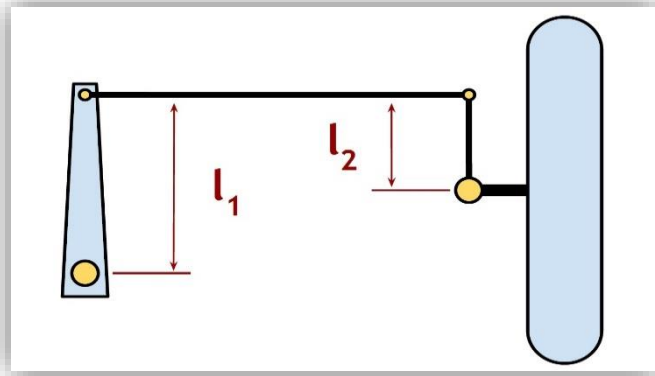
$$i_\omega = \omega_p * \omega_r \quad (12)$$

ω_p – převodový poměr převodky řízení [-]

ω_r – převodový poměr páky řízení [-]

$$\Rightarrow i_\omega = \omega_r = 1 \quad (13)$$

Převodový poměr pák řízení je dán konstrukcí rejdového ústrojí. V navrhované ideové konstrukci je jeho nositelem poměr délek hlavní páky řízení a páky spojovací tyče. Následující *obrázek 35* zachycuje ilustrační podobu tohoto poměru. Dvojitá páka z přechází *kapitoly 3.2.1* se v uvedeném výpočtu zanedbává. Hodnota jejího úhlového převodového poměru se díky stejně dlouhým ramenům rovná 1, tedy nedochází k žádné změně. Nutné podotknout, že se zde hovoří pouze o ideálním případě řídicího ústrojí.^[28]



Obrázek 35 Ilustrační podoba převodového poměru pák řízení¹¹

Rovnice (14) popisuje výpočet výše uvedeného poměru. Jedinou neznámou ve výpočtu představuje délka hlavní páky řízení, která reprezentuje velmi důležitý parametr samotného návrhu řízení. Rozměr páky spojovací tyče je znám z *kapitoly 3.1.3*. Po úpravě rovnice se získá *rovnice (15)* a pomocí ní i velikost páky.^[28]

$$\omega_r = \frac{l_2}{l_1} \quad (14)$$

l_1 – délka páky spojovací tyče [mm]

l_2 – délka hlavní páky řízení [mm]

$$l_2 = l_1 * \omega_r = 75 * 1 = 75 \text{ mm} \quad (15)$$

Při návrhu modelu řízení handbiku v dalších kapitolách je nutné dát pozor na to, aby kontakt čepu hlavní páky řízení a dvojitá páka byl ve vzdálenosti 75 mm od osy rotace

¹¹ Tento obrázek vytvořen pomocí aplikace Google Nákresy.

sloupku řízení. To totiž představuje výše vypočtenou délku l_2 . Hlavní páka totiž nebude kolmo na osu rotace, tudíž její hodnota nebude stejná, ale v tomto případě nepatrně menší.

Délka obou pák tedy dosahuje přibližně stejných hodnot, ale jak již bylo řečeno na počátku podkapitoly, jedná se pouze o výchozí výpočet. V této fázi lze s hodnotami dále pracovat a upravovat je tak, aby vyhovovaly návrhu. Je možno upravovat všechny hodnoty kromě maximálního úhlu natočení kol a délky páky spojovací tyče. Ty jsou pevně dány navrženým mechanismem lichoběžníku. U navrhovaného modelu řízení handbiku je změna úhlu natočení sloupku, odpovídající maximálnímu natočení kol, nepraktická. Úpravou hodnot by totiž došlo ke změně délky hlavní páky řízení. Tento fakt limituje uchycení sloupku řízení k základnímu rámu, z důvodu omezení prostoru pro vedení řetězového převodu. Konkrétnější představu umožní navržený model v kapitole 3.2.4.

Z tabulky (5) uvedené v kapitole 3.2.1 je patrné, že úhel natočení sloupku řízení pro maximální úhel natočení kol do rejdu nedosahuje hodnoty stanovené při výpočtu úhlového převodového poměru. Jejich velikost se liší téměř o 8 stupňů. Tento fakt vzniká chybou pohybu celého mechanismu modelu řízení i s dvojjzratnou pákou. Ovšem možnost úpravy je proveditelná právě pomocí zmíněné páky měnící orientaci pohybu lichoběžníku řízení. Změnou délek jejich ramen dojde k úpravě poměru. Poslední provedení dvojjzratné páky uvedené v již zmíněné tabulce, tento fakt potvrzuje. Úhel natočení se přiblížil zvolenému úhlu z výpočtu.

3.2.3 Výpočet silového poměru řízení

Jedná se o druhé z již zmíněných hledisek. Vyjadřuje poměr součtu sil na kolech vůči síle působící na volant, v tomto případě na sloupek řízení. Tato definice se vyjadřuje rovnicí (16). Každá z uvedených sil vytváří moment na určitém rameni. U síly na kolech se jedná o poloměr rejdu, v druhém případě pak o poloměr vytvořený na sloupku řízení. Velikost uvedených veličin popisují rovnice (17).^[28]

$$i_F = \frac{F_k}{F_v} \quad (16)$$

i_F – silový převodový poměr [-]

F_k – součet sil na kolech [N]

F_v – síla na sloupek řízení [N]

$$F_k = \frac{M_C}{C}; \quad F_v = \frac{M_v}{R} \quad (17)$$

M_C – moment sil na kolech [Nmm]

M_v – moment sil na sloupku řízení [Nmm]

C – poloměr rejdu [mm]

R – poloměr sloupku řízení [mm]

Po dosazení silových rovnic do rovnice (16) se získává rovnice (18). V této rovnici vzniká poměr momentů, který představuje úhlový převodový poměr i_ω . Díky tomuto zjištění lze vztah upravit do podoby rovnice (19).^[28]

$$i_F = \frac{M_C}{M_v} * \frac{R}{C} \quad (18)$$

$$i_F = i_\omega * \frac{R}{C} \quad (19)$$

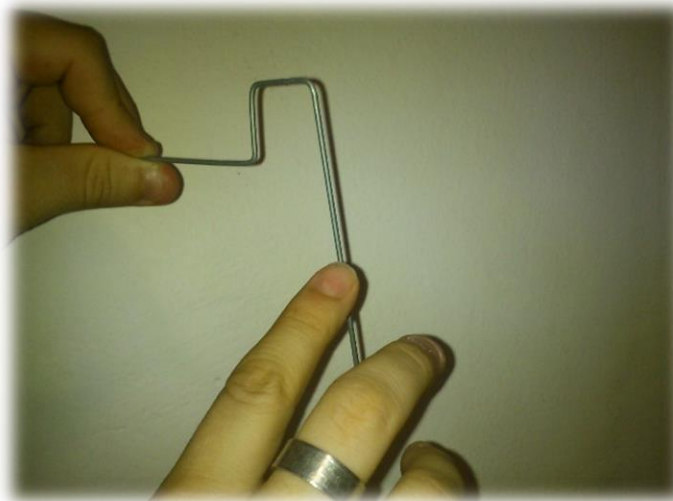
Díky výše uvedené rovnici (19) je možné určit silový převodový poměr ideového návrhu handbiku. Dvojjzvrtná páka měnící orientaci pohybu řízení se při výpočtu ze stejného důvodu jako v předchozí kapitole zanedbává. Čím menší poloměr rejdu, tím se vytváří větší silový poměr. Větší velikost úhlového převodového poměru vede zase k menší ovládací síle, bohužel svázané s úměrně se zvětšujícím úhlem potřebným k natočení sloupku řízení. Je tedy velmi důležité volit vhodně uvedené parametry, protože jejich hodnoty jsou značně provázané a mohou tak negativně ovlivnit jinou součást řízení.^[28]

Vzhledem k faktu, že velikost úhlového převodového poměru je rovna jedné, můžeme tento parametr zanedbat. Výsledný silový převodový poměr navrženého sloupku řízení se určí z poměru poloměrů sloupku řízení a rejdu. Díky navrženému modelu řízení z následující podkapitoly se zjistila velikost poloměru rejdu C , která činí 75 mm. Hodnota vyjadřuje vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a průsečíkem svislé střední roviny kola taktéž s rovinou vozovky.^[25]

Problematika ohledně síly působící na sloupek řízení a jeho poloměru R , je o něco složitější. Poloměr sloupku řízení představuje rameno kolmé na osu rotace sloupku, které vytváří svou ohnutou konstrukcí hlavní trubka řízení, viz kapitola 2.2.7 *Řídící ústrojí*. Navržení

velikosti ramene nese velká úskalí, protože pohyb šlapadel při pohonu handbiku vytváří různé točivé momenty, na které je při návrhu nutné pamatovat.

Problematická situace nastane, pokud konce pák, na kterých jsou symetricky uchycena šlapadla, protnou rovinu, která leží v ose otáčení sloupku řízení kolmo k svislé rovině. Sloupek řízení provádí rejdový úkon na šlapadlech pomocí boční síly, krouticího momentu či oběma naráz. V případě, že nastane již zmíněná situace, vede působení boční síly k opačnému pohybu sloupku řízení, než je tomu tehdy, kdy se šlapadla nacházejí nad výše uvedenou rovinou. Pokud se také konce pák nachází v průsečíku s osou rotace, nelze pomocí boční síly uvést kola do požadované polohy zatáčení, jelikož rameno, na kterém síla působí je nulové a nevytváří tak žádný moment. Na pohyb sloupku vyvolaný krouticím momentem nemají tyto situace vliv. Správnost zmíněných tvrzení se ověřila na jednoduché modelové situaci pomocí ohnutého tenkého drátku.



Obrázek 36 Modelová situace s tenkým drátkem

Jedna ruka drží drátek tak, aby bylo možné s ním otáčet. Druhá ruka představuje boční sílu, která s ním otáčí. Pro ilustraci jsou drátek a na něj působící síla zachyceny na *obrázku 36*. Pokud prst působí pod jeho osou otáčení, drátek se jednoduše natáčí dle obrázku doleva. Jestli se prst posune nad osu otáčení, dojde k natočení doprava, což představuje přesně opačný směr než v prvním případě. Při působení prstu v ose rotace, nelze s drátkem otočit vůbec. Drátek má tendenci se místo natáčení ohýbat.

Situacím popsaným v předchozích odstavcích lze předejít správně navrženým poloměrem sloupku řízení. Díky jeho dostatečně dlouhé délce se zabrání, aby se páky se

šlapadly protnul s rovinu rotace sloupku řízení. Rozměr pák osazených šlapadly činí 160 mm podle kapitoly 2.2. Návrh se počítá i s rezervou pro samotná šlapadla, proto se stanovuje poloměr sloupku řízení na 200 mm. Pomocí stanovených a zjištěných rozměrů lze dopočítat silový převodový poměr z rovnice (20).

$$i_F = \frac{R}{C} \quad (20)$$

Ovšem celá délka ramene řízení je tvořena jak poloměrem sloupku řízení (200 mm), tak i délkou pák šlapadel (160 mm), která se mění vlivem změny polohy šlapadel. Z toho vyplývá, že celková délka ramene se bude kmitat v rozsahu 40 až 360 mm.

Tabulka 6 Velikost silového převodového poměru

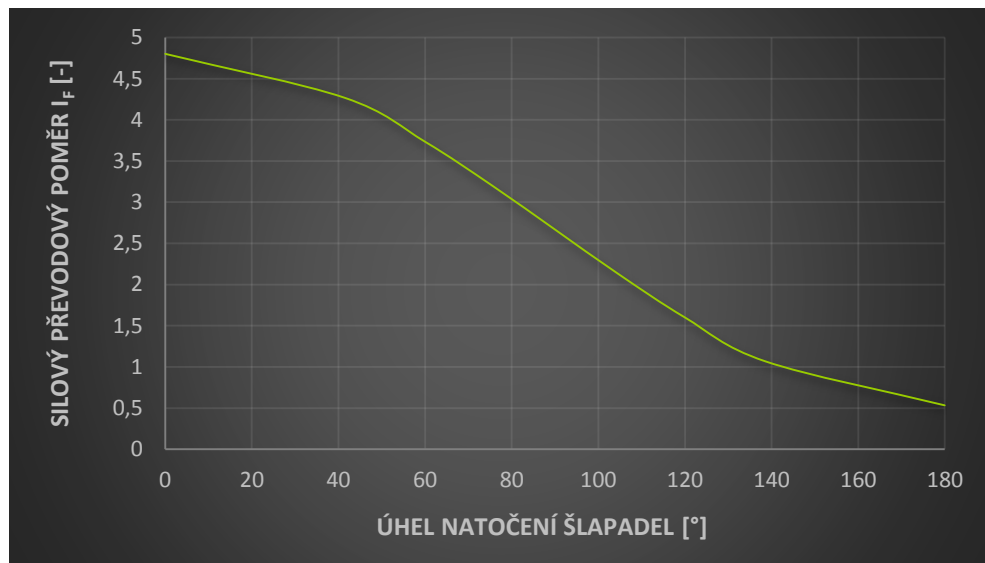
Délka ramene řízení R [mm]	Úhel natočení šlapadel α [°]	Silový poměr řízení i_F [-]
360	0	4.8
320	41.41	4.267
280	60	3.733
240	75.52	3.2
200	90	2.667
160	104.48	2.133
120	120	1.6
80	138.59	1.067
40	180	0.533

Graf 1 Závislost silového převodového poměru na délce ramene



Tabulka 6 zaznamenává zjištěné hodnoty silového převodového poměru pro jednotlivé délky ramen řízení. Navíc je u každé hodnoty uveden příslušný úhel natočení šlapadel. Úhel 0° odpovídá horní poloze šlapadel, kdy je rameno kolmo na osu otáčení sloupku řízení. Výsledné hodnoty silového převodového poměru jsou graficky znázorněny v *grafech 1 a 2*. První z nich vyjadřuje jeho závislost na změně délky ramene řízení a druhý závislost na úhlu natočení šlapadel. Jak je patrné z obou grafů, hodnota převodového poměru klesá se zkracující se délkou ramene až do dolní polohy šlapadel (180°), poté začne opět růst.

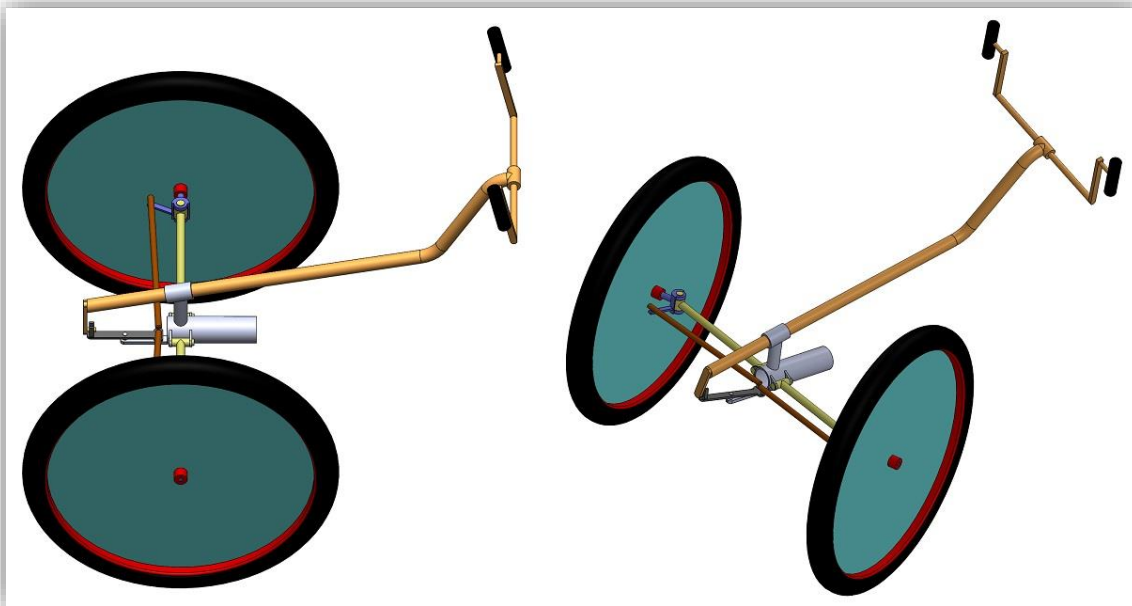
Graf 2 Závislost silového převodového poměru na úhlu natočení šlapadel



3.2.4 Model řízení

Model řízení spojuje navržená fakta z předchozích kapitol. S jeho pomocí je umožněno provést kontrolu celého řídicího ústrojí, která následuje v kapitole 3.2.5 *Kontrola řídicího ústrojí pomocí křivky chyb*.

Ideový návrh řízení byl vypracován s pomocí softwaru SolidWorks 2013. Jedná se pouze o jednoduchou idealizovanou podobu řízení handbiku, která ke kontrole plně postačí. Podoba výsledného řízení ideového návrhu handbiku z tohoto modelu vychází. Ovšem v tomto modelu nebyl brán ohled na části, které s konstrukcí řízení nesouvisí. Z tohoto důvodu se řada součástí může v následném ideovém návrhu handbiku lišit. Jedná se například o konstrukci otočného čepu rejdového kola nebo o velikosti použitých profilů (průměr, síla stěny). Ovšem hodnoty délek a poloh částí řízení by měli zůstat nezměněny, pokud nedojde k nějaké nepředpokládané úpravě. Díky výše zmíněnému softwaru se model rozpohyboval a umožnil tak vizuální kontrolu mechanismu při jeho pohybu.



Obrázek 37 Model řízení

Model řízení obsahuje dvojkřivkovou páku měnící orientaci pohybu mechanismu řízení z kapitoly 3.2.1. Délka ramene páky činí 75 mm a její poloha vede k různoběžnému postavení spojovacích pák. Předcházející *obrázek 37* zachycuje model v přímé poloze a při natočení kol do rejdu o úhel 20° .

3.2.5 Kontrola řídicího ústrojí pomocí křivky chyb

Kontrola navrženého řídicího ústrojí probíhá podobně jako v kapitole 3.1.7 *Kontrola pomocí křivky chyb* s tím rozdílem, že úhly nejsou zjišťovány grafickou metodou, ale přímo se odměřují z idealizovaného modelu řízení. Uvedené přezkoumání umožňuje software SolidWorks 2013, ve kterém byl tento model vyhotoven. Jeho podobu zachycuje *obrázek 37* z předchozí kapitoly. Kvalita navrženého řízení se posuzuje dle odchylky úhlu od ideálního stavu.

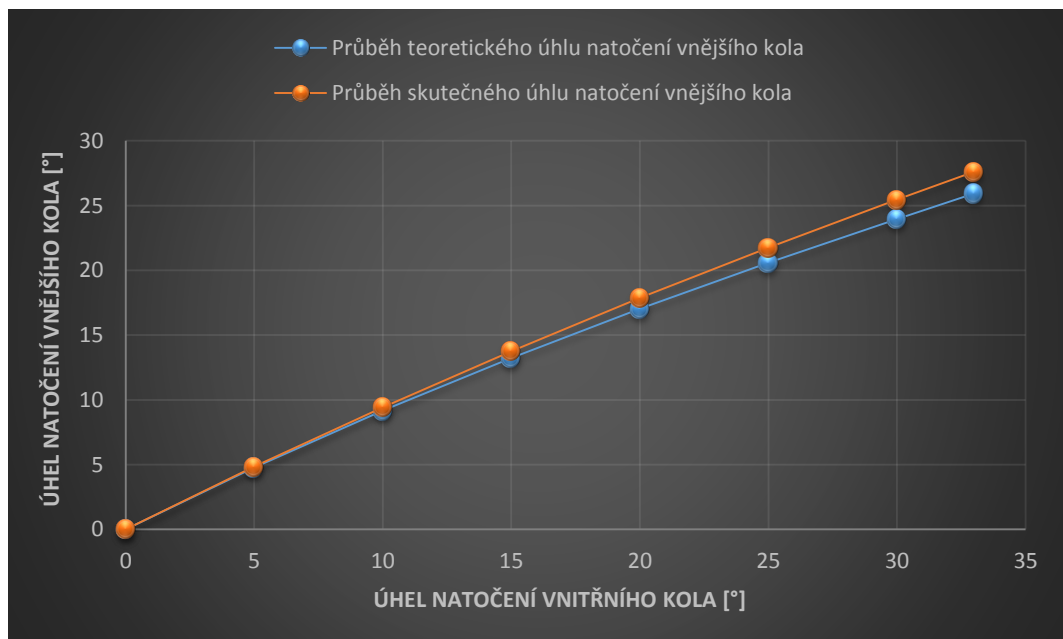
Vnitřní kolo modelu řízení se postupně natáčí do daných úhlů, které uvádí *tabulka 7* v prvním sloupci. Každému z nich odpovídají dvě příslušné hodnoty úhlů a to na vnějším kole a sloupku řízení. Jejich velikost se odměří přímo z uvedeného modelu řízení. Zjištěná data se poté zaznamenají do *tabulky 7*. Při kontrole se obě přední nápravy nachází ve vzájemně vodorovné poloze, která simuluje podobu tuhé nápravy (viz na konci této podkapitoly).

Tabulka 7 Kontrola řídicího ústrojí

Úhel natočení vnitřního kola α [°]	Teoretický úhel natočení vnějšího kola β [°]	Skutečný úhel natočení vnějšího kola [°]	Odchylka [°]	Uhel natočení sloupku řízení [°]
5	4.785	4.85	0.065	4.23
10	9.179	9.43	0.251	8.31
15	13.243	13.76	0.517	12.26
20	17.030	17.87	0.84	16.06
25	20.591	21.76	1.169	19.7
30	23.969	25.47	1.501	23.19
33	25.925	27.62	1.695	25.21

Z důvodu značné složitosti geometrie řídicího ústrojí, je nemožné dosáhnout ideálního případu. Vždy se mezi teoretickým návrhem a skutečným modelem objeví určitá odchylka, i když se jedná o ideální situaci. V tomto případě se pojednává o odchylce teoretických a skutečných úhlů natočení vnějšího kola. Její velikost uvádí *tabulka 7*. Hodnota teoretického úhlu natočení vnějšího kola se vypočítá z *rovnice (10)* uvedené v *kapitole 3.1.7*. Grafickou podobu tohoto problému vyjadřuje již zmíněná křivka chyb zachycená v *grafu 3*. Posouzení kvality řízení probíhá stejným způsobem jako v uvedené *kapitole 3.1.7*. U zjištěných hodnot z *tabulky 7* lze tedy prohlásit, že uvedený návrh řízení splňuje stanovené podmínky. Je tedy možné ho přepracovat do podoby vhodné pro ideový návrh handbiku.

Graf 3 Křivka chyb řídicího ústrojí pro úhly natočení vnějšího kola



Dalším měřítkem kvality je zjištěný úhel natočení sloupku řízení. Jeho velikost by měla podle návrhu z kapitoly 3.2.1 odpovídat úhlu natočení vnitřního kola. Ovšem i zde je z tabulky 7 patrné, že tomu tak není. Nelze však prohlásit, že se jedná o závažnou chybu. Úhel natočení sloupku řízení lze později upravovat tak, aby vyhovoval potřebám uživatele navrhovaného handbiku. Jestli tomu ovšem tak je nebo není, se pozná až při zkušebním provozu prototypu tohoto dopravního prostředku. Způsob úpravy natočení byl probrán již v kapitole 3.2.2 *Výpočet úhlového převodového poměru řízení*.

Velikost odchylky, jak už bylo zmíněné, závisí na geometrii řízení. V tomto návrhu jsou zdrojem chyb relativní pohyby hlavní páky řízení, dvojjzvatné páky a spojovací tyče. To samé platí i o odchylce úhlu natočení sloupku řízení. Velikost odchylky také značně závisí na poloze náprav. Při přejezdu přes nerovnost dochází k odpružení a tím i k nezávislé změně poloh nápravy. Čím dojde k větší změně, tím větší bude odchylka. Proto je vhodné uvedené prvky z předchozího odstavce nastavit do takových poloh, kde jejich relativní pohyb způsobuje co nejmenší odchylky od ideálního stavu. Uvedená situace se do výsledné kontroly řídicího ústrojí nezahrnuje, protože se v návrhu neuvažuje s významnými změnami poloh náprav, lze ji tudíž zanedbat. Kontroly kvality návrhu se také v převážném množství provádějí pouze u tuhých náprav, kde se relativní pohyby většinou neobjevují a kontrola je v tom případě zjednodušená.

3.3 VYBRANÉ PARAMETRY POHONNÉHO ÚSTROJÍ

V této části práce se zjišťují některé parametry pohonného ústrojí. Konkrétně se jedná o výpočet minimálního průměru hnacího hřídele, který je osazen vícekolečkem. Dále pak výpočet maximální rychlosti a stoupavosti ideového modelu handbiku. K jejich určení se uvažuje použití řetězového převodu navrženého v práci pana Kyncla. Převod na šlapadlech obsahuje ozubená kola s počtem 22, 32 a 42 zubů. Zmíněné vícekolečko se skládá z ozubených kol o rozsahu 11 až 32 zubů.^[8]

3.3.1 Výpočet minimálního průměru hnaného hřídele

U hnaného hřídele se uvažuje pouze zatížení krouticím momentem od řetězového převodu. Ohybového zatížení se vzhledem k jeho malé velikosti zanedbává. Předpokládá se, že ho pojme rezerva vzniklá ve výpočtu. Průměr hřídele se počítá pro maximální působící krouticí moment. Ten se zjistí z nejmenší možné hodnoty převodového poměru, dané zvolenými převody a z maximálního točivého momentu na šlapadlech. Moment M_F se určí ze síly F rovné 1 000 N a délky páky šlapadel D , která činí 160 mm. Jeho velikost je dána rovnicí (21).

Z rovnice (22) vyplývá velikost převodového poměru i_c , který je tvořen ozubeným kolem s 22 zuby na šlapadlech a 32-zubovým kolem zadního vícekolečka. Velikost hledaného krouticího momentu se vypočítá z rovnice (23).^[8;27;28]

$$M_F = D * F = 160 * 1000 = 160\,000 \text{ Nmm} \quad (21)$$

$$i_c = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{32}{22} = 1,455 \quad (22)$$

$$M_K = M_F * i_c = 160\,000 * 1,455 = 232\,727,273 \text{ Nmm} \quad (23)$$

M_F – maximální točivý moment šlapadel [Nmm]

D – délka páky šlapadel [mm]

F – maximální síla na šlapadlech [N]

i_c – minimální převodový poměr [-]

Z_1 – počet zubů hnacího kola [-]

Z_2 – počet zubů hnaného kola [-]

M_K – maximální krouticí moment [Nmm]

Hodnota průměru se vypočte z modulu průřezu v krutu pro plný hřídel a z pevnostní podmínky uvedené v rovnicích (24). Aby bylo možné určit minimální průměr, je ještě nutné znát velikost dovoleného napětí v krutu. To se zjistilo pomocí strojírenských tabulek. Po úpravě a následném vyjádření z rovnic (24), se získává rovnice (25) pro výpočet průměru hřídele.^[27;28;30]

$$W_K \geq \frac{M_K}{\tau_D}; \quad W_K = \frac{\pi * d^3}{16} \quad (24)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 * M_K}{\pi * \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 232\,727,27}{\pi * 150}} = 19,92 \text{ mm} \quad (25)$$

W_K – modul průřezu v krutu pro plný hřídel [mm³]

$\tau_D = 150 \text{ MPa}$ – dovolené napětí v krutu, zvoleno z rozsahu 125 až 155 MPa

d – minimální průměr hnaného hřídele [mm]

Minimální průměr hřídele by teda neměl klesnout pod hodnotu 19,92 mm. V ideovém návrhu je použit hřídel o průměru 20 mm.

3.3.2 Výpočet maximální rychlosti

Jedná se o jeden ze základních výkonnostních ukazatelů, který se určuje již při návrhu modelu. Výpočet se uvažuje pro jízdu po rovině za ustáleného pohybu na nejmenší převodový poměr. Jeho velikost je opět dána počtem zubů zvolených převodníků. U šlapadel se jedná o největší kolo se 42 zuby, naproti tomu na hřídeli jde do záběru nejmenší kolo s 11 zuby. Hodnota převodového poměru se zjistí z rovnice (22) z předchozí podkapitoly. Maximální rychlost se určí z rovnice (26) o rovnosti hnací síly F_H přivedené ke kolům a síle F_O , což je součet všech sil jízdních odporů působících na handbike. Při výpočtu se tedy neuvažuje odpor stoupání ani setrvačný odpor. Hodnota sil jízdních odporů bude tedy dána odporem valení a vzduchu z rovnice (27).^[32]

$$F_H = F_O \quad (26)$$

$$F_f = f * m_V * g * \cos \alpha ; F_V = \frac{\rho}{2} * c_x * S_x * v_{max}^2 \quad (27)$$

F_H – hnací (trakční) síla přivedená ke kolům [N]

F_O – suma jízdních odporů [N]

F_f – odpor valení [N]

F_V – odpor vzduchu [N]

m_V – hmotnost handbiku s jezdcem [kg]

v_{max} – maximální rychlost handbiku [ms^{-1}]

Hnací síla se u motorových vozidel počítá z momentu motoru a jeho účinnosti, jak zachycuje rovnice (28). Ovšem u handbiku není tento údaj známý, proto se využije efektivní hodnoty momentu. Jedná se o statistický údaj, určující velikost měnící se veličiny. Pro sinusový průběh momentu se její hodnota vypočte z rovnice (29). Pomocí této skutečnosti se upraví rovnice (28).^[27;32]

$$F_H = \frac{M_m * \eta * i_c}{r_d} = \frac{M_F * i_c}{\sqrt{2} * r_d} \quad (28)$$

$$M_{ef} = \frac{M_F}{\sqrt{2}} \quad (29)$$

M_m – moment motoru [Nm]

η – účinnost motoru [-]

M_{ef} – efektivní moment [Nm]

Hodnota točivého momentu na šlapadlech M_F se vypočítá z rovnice (21) z předchozí podkapitoly. Její velikost bude opět dána maximální silou na šlapadlech. Po dosazení rovnic (22), (27) a (28) do rovnice (26), dojde k vyjádření maximální rychlosti hnadbiku. Její velikost je dána rovnicí (30) a dosahuje následující hodnoty.

$$v_{max} = \sqrt{\frac{\frac{D * F}{\sqrt{2} * r_d} * \frac{Z_2}{Z_1} - f * (m_h + m_j) * g * \cos \alpha}{\frac{\rho}{2} * c_x * S_x}}$$

$$= \sqrt{\frac{0,16 * 1\,000}{\sqrt{2} * 0,305} * \frac{11}{42} - 0,05 * (20 + 120) * 9,81 * \cos 0}{\frac{1,25}{2} * 1,3 * 0,75}}$$

$$= 6,84 \text{ ms}^{-1} \rightarrow 24,6 \text{ kms}^{-1} \quad (30)$$

$D = 0,16 \text{ m}$... délka páky šlapadel

$F = 1\,000 \text{ N}$... síla na šlapadlech

$r_d = 0,305 \text{ m}$... dynamický poloměr kola

$Z_1 = 42$... počet zubů hnacího kola

$Z_2 = 11$... počet zubů hnaného kola

$f = 0,05$... součinitel odporu valení

$m_h = 20 \text{ kg}$... uvažovaná hmotnost handbiku bez jezdce

$m_j = 120 \text{ kg}$... uvažovaná hmotnost jezdce

$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$... tíhové zrychlení

$\rho = 1,25 \text{ ms}^{-2}$... hustota vzduchu

$c_x = 1,3$... součinitel odporu vzduchu

$S_x = 0,75 \text{ m}^2$... čelní plocha handbiku

Výsledná hodnota odpovídá maximální rychlosti jízdy terénem, protože se hodnota součinitele odporu valení zvolila 0,05, což odpovídá jízdě po suché polní cestě či suché jílovitohlinité zemině. Záležet ovšem bude i na volbě rozměru a konstrukci pneumatik, spolu s jejich nahuštěním. Pokud dojde ke snížení součinitele odporu valení, současně s ním se zvedne i maximální rychlost handbiku a naopak. Podle zjištěné hodnoty lze usuzovat, že se jezdec bude moc pohybovat podobnou rychlostí, jako při jízdě na běžném jízdním kole. Za dynamický poloměr kola se dosadila poloviční hodnota průměru ráfku, jenž činí 26 palců. Hodnoty součinitele odporu vzduchu a čelní plochy handbiku byli čerpány z práce pana Kyncla.^[8;32;33]

Minimální otáčky šlapadel potřebné k dosažení zjištěné rychlosti se určí z rovnice (31) o rovnosti hnacích otáček přivedených ke kolům a samotných otáček kol. Velikost uvedených otáček se vypočítá pomocí rovnic (32). Po jejich dosazení do předchozí rovnice (31) se získá rovnice (33), která udává velikost hledaných otáček šlapadel.^[8]

$$n_h = n_{kol} \quad (31)$$

$$n_h = \frac{n}{i_c}; \quad n_{kol} = \frac{v_{max}}{O_k} \quad (32)$$

$$n = \frac{v_{max} * i_c}{\pi * d} = \frac{6,84 * \frac{11}{42}}{\pi * 0,61} = 0,935 \text{ s}^{-1} \quad (33)$$

$d = 0,61 \text{ m}$... průměr kola (zvolen podle průměru ráfku)

n_h – hnací otáčky přivedené ke kolům [s^{-1}]

n_{kol} – otáčky kol [s^{-1}]

n – otáčky šlapadel [s^{-1}]

O_k – obvod kola (výpočet z průměru ráfku kola) [m]

3.3.3 Výpočet maximální stoupavosti

Stoupavost je dalším důležitým výkonnostním parametrem. Její velikost se opět určí z rovnosti hnací síly přivedené ke kolům a sumy sil jízdnicích odporů působících na handbike. Hodnota hnací síly se vypočítá z rovnice (28) z předchozí podkapitoly. Ovšem suma sil jízdnicích odporů tentokrát nabývá jiných hodnot, protože pro danou situaci platí jiné jízdnicí podmínky než v předchozím případě. Uvažuje se tedy opět ustálený pohyb malou rychlostí, teď ovšem na

nejvyšší převodový stupeň. Díky malé rychlosti se zanedbává odpor vzduchu. Suma sil jízdních odporů bude tedy dána odporem valení a stoupání, jenž se vypočítají z rovnic (34).^[32]

$$F_f = f * m_V * g * \cos \alpha ; F_S = m_V * g * \sin \alpha \quad (34)$$

F_S – odpor stoupání [N]

α – úhel stoupání [°]

Úhel maximálního stoupání se určí, po dosazení rovnic (28) a (34) do rovnice (26) a její úpravě, z rovnice (35) a následně se vyjádří v procentech. Z důvodu zjednodušení výpočtu se uvažuje $\cos \alpha$ přibližně 1. Celkové ovlivnění výsledné hodnoty touto změnou je zanedbatelné.^[27]

$$\sin \alpha = \frac{D * F * \frac{Z_2}{Z_1}}{\sqrt{2} * r_d * (m_h + m_j) * g} - f = \frac{0,16 * 1\,000 * \frac{32}{22}}{\sqrt{2} * 0,305 * (20 + 120) * 9,81} - 0,05$$

$$\alpha = 20,05^\circ \rightarrow \frac{20,05}{45} * 100 = 44,6 \% \quad (35)$$

$D = 0,16 \text{ m}$... délka páky šlapadel

$F = 1\,000 \text{ N}$... síla na šlapadlech

$r_d = 0,305 \text{ m}$... dynamický poloměr kola

$Z_1 = 22$... počet zubů hnacího kola

$Z_2 = 32$... počet zubů hnaného kola

$f = 0,05$... součinitel odporu valení

$m_h = 20 \text{ kg}$... uvažovaná hmotnost handbiku bez jezdce

$m_j = 120 \text{ kg}$... uvažovaná hmotnost jezdce

$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$... tíhové zrychlení

Součinitel odporu valení se uvažuje stejný jako při výpočtu maximální rychlosti. I v tomto případě jeho velikost značně ovlivňuje hledanou veličinu. Maximální úhel stoupání se opět počítá pro maximální sílu na šlapadlech, a dynamický poloměr kola je opět roven poloměru ráfku.

Hodnota maximálního úhlu stoupání je omezena z hlediska zastavení vozidla v důsledku prokluzu kol. Tento jev se formuluje jako adhezní stoupavost. Jedná se o maximální úhel svahu, který může dopravní prostředek bez rozjezdu překonat z hlediska adheze neboli přilnavosti. Z tohoto důvodu je nutné vypočítat maximální adhezní stoupavost a porovnat ji se zjištěným maximálním úhlem stoupání handbiku, jestli splňuje uvedenou podmínku či nikoliv.^[34]

Adhezní stoupavosti se určí z rovnice (36), která vyjadřuje vztah adhezní síly a sumy sil jízdních odporů působících na handbike. Ve výpočtu se uvažují stejné jízdní odpory jako u předchozího výpočtu.^[34]

$$F_{ad} \geq F_o \quad (36)$$

F_{ad} – adhezní síla [N]

F_o – suma sil jízdních odporů [N]

Po dosazení příslušných vztahů do předchozí rovnice vzniká rovnice (37). Poslední neznámou ve vzorci je hodnota radiální reakce zadní nápravy. Její velikost se určí pomocí rovnice (38).^[34]

$$Z_{ZN} * \varphi \geq G * (f * \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (37)$$

$$Z_{ZN} = \frac{G}{L} * [\cos \alpha * (l_1 + f * r_d) + h_t * \sin \alpha] \quad (38)$$

Z_{ZN} – radiální reakce zadní nápravy [N]

Po dosazení rovnice (38) do rovnice (37) a následné úpravě, se hodnota úhlu adhezní stoupavosti zjistí z rovnice (39). Hodnoty součinitele odporu valení a dynamického poloměru kola jsou totožné jako v předchozím případě. Hodnota $\cos \alpha$ se opět zanedbává. Uvažovaná poloha těžiště se určila pomocí ideového návrhu handbiku a upravila vlivem zatížení od jezdce. Ovšem změna výšky se vzhledem k tomuto zatížení zanedbala. Jedná se tak o nejméně ideální situaci s ohledem na výšku těžiště. Při její odhadované vyšší velikosti dochází k nárůstu úhlu adhezní stoupavosti. Úhel dále závisí na velikosti součinitele adheze, jehož zvolená hodnota odpovídá jízdě po suché polní cestě či trávě. Zjištěná velikost úhlu je následně opět vyjádřena v procentech.^[32]

$$\sin \alpha \leq \frac{\frac{\varphi}{L} * (l_1 + f * r_d) - f}{1 - h_t} = \frac{0,5}{1,45} * (0,975 + 0,05 * 0,305) - 0,05$$

$$\alpha = 19,34^\circ \rightarrow \frac{19,34}{45} * 100 = 42,98 \% \quad (39)$$

$\varphi = 0,5$... součinitel adheze

$L = 1,45$ m ... rozvor náprav

$l_1 = 0,975$... uvažovaná vzdálenost těžiště od přední nápravy

$f = 0,05$... součinitel odporu valení

$r_d = 0,305$ m ... dynamický poloměr kola

$h_t = 0,12$... uvažovaná výška těžiště

Jak vyplývá z výsledků rovnic (35) a (39), tak maximální hodnota úhlu stoupavosti je určena adhezní stoupavostí, protože zjištěný úhel $20,05^\circ$ dosahuje vyšší hodnoty než úhel $19,34^\circ$. Záleží především na poloze těžiště, která byla ve výpočtu idealizována, jakých hodnot bude adhezní stoupavost dosahovat.

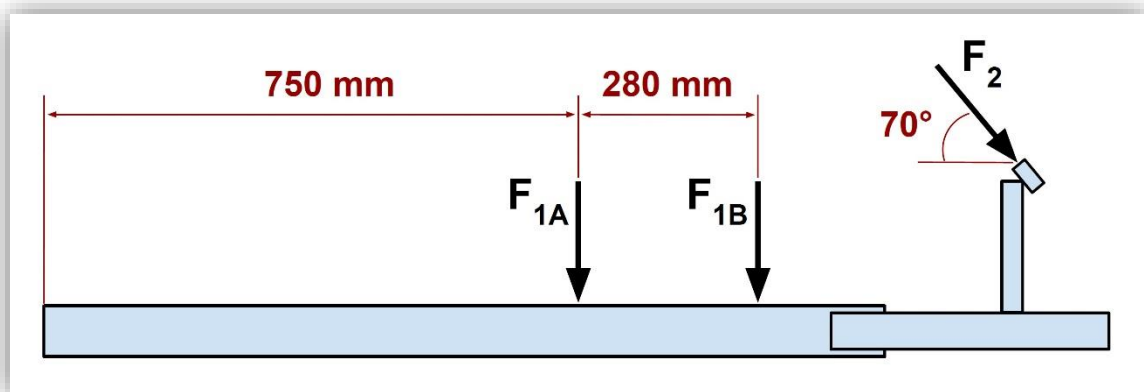
3.4 PEVNOSTNÍ ANALÝZA ZÁKLADNÍHO RÁMU

Výpočetní analýza proběhla pouze idealizovaným způsobem na zjednodušeném rámu. Ve spojitosti s touto prací se jedná spíše o informativní záležitost, která přináší doplňující informace o základním rámu. Lze z něho odvodit nejvíce namáhaná místa a věnovat jim tak vyšší pozornost při dalším vývoji tohoto projektu. Výsledná data je ovšem nutné brát pouze jako přibližná, vzhledem ke způsobu analýzy.

Pro zjednodušení se rám zatěžuje pouze dvěma silami, u kterých se uvažuje, že jejich zatížení nejvíce namáhá svařenec rámu. Zatížení od náprav nebylo předmětem zkoumání, proto se ve výpočtu zanedbává. Je tedy nutné zmínit, že uvedená analýza se netýká úchytů náprav, ty složili pouze k ukotvení rámu. Výpočet tak v konečném hledisku ověřuje hlavně pevnost svařence nosné trubky, jeklového rozvidlení a použitých profilů.

První ze zmíněných sil F_1 představuje svislé zatížení od jezdce. Její působíště na rám se nalézá v objímkách sedadla, tím pádem se rozděluje na dvě části. Druhá ze sil F_2 nahrazuje zatížení od opěradla a působí v úchytové objímce jeho podpěry pod určitým úhlem. Vzdálenosti působíšť sil a jejich úhel znázorňuje zjednodušený nákres na *obrázku 38*. Zatížení rámu od sloupku řízení se z důvodu zjednodušení výpočtu také zanedbává.

Uvažovaná hmotnost jezdce činí 120 kg. Její velikost stanovil již ve své práci pan Kyncl. Po přepočtu na sílu dosahuje hodnota zatížení 1 200 N a působí ve svislém směru k vozovce. Určení síly od opěradla je poněkud složitější. Vlivem posunů sedadla a změn naklonění opěradla se mění úhel, pod kterým působí na základní rám, a zároveň i její velikost. Maximálních hodnot dosahuje úhel při posunu sedadla co nejbližší k zadní nápravě a při maximálním dovoleném naklonění. Ovšem tato poloha sedadla je z velké části limitovaná jeho konstrukcí i konstrukcí základního rámu, proto dosahuje zřetelných omezení, které jsou viditelná na konečné podobě handbiku. Díky nastavení modelu handbiku respektive jeho sedadla do polohy pro maximální úhel, se odečetla hodnota tohoto úhlu. Pokud se bere v úvahu následný vývoj tohoto uchycení a tím i možná změna konstrukce, došlo k navýšení této hodnoty na 70°. Touto skutečností se do výpočtu zavádí určitá rezerva.^[8]



Obrázek 38 Působíště sil¹²

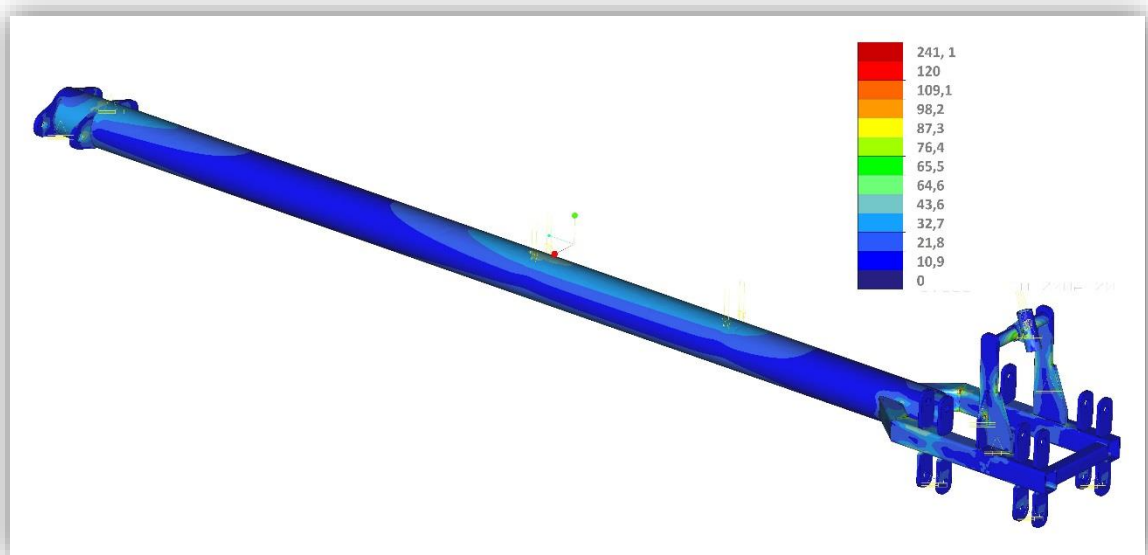
Po určení směru působení síly je nutné určit velikost síly působící na opěradlo, z které se pomocí rozkladu vypočítá hledané zatížení úchyty na základním rámu. Pan Kyncl ve své práci rozebral problematiku točivého momentu na šlapadlech. Z jeho zjištění vyplývá, že moment dosahuje dvou maxim, odpovídající silám při odtlačování a přitahování, jak již bylo zmíněno v kapitole 2.1. Pro jezdce o průměrné hmotnosti 95 kg činí jednotlivé hodnoty 1 000 N (odtlačování) a 350 N (přitahování). Velikost síly při odtlačování je dána tím, že se jezdec může zády opřít o opěradlo. Z toho faktu následně vychází zatížení základního rámu. Uvažuje-li se ideální situace, pak velikost síly je rovna 1 000 N.^[8]

¹² Tento obrázek vytvořen pomocí aplikace Google Nákresy.

Konečná hodnota zatěžující síly F_2 v úchytu opěradla se vypočítá z následující rovnice (40) a její velikost je následující:

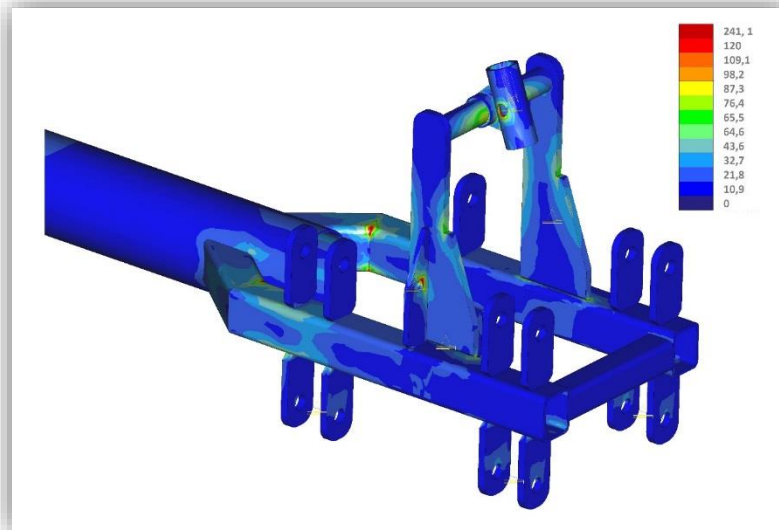
$$F_2 = \frac{1000}{\cos 70} = 2\,923,8\text{ N} \cong 3\,000\text{ N} \quad (40)$$

Analýza pevnosti se odehrávala na modelu základního rámu bez podpěr řídicího ústrojí. Jeho podobu s výslednými hodnotami zachycují *obrázky 39, 40 a 41*. Uchycení rámu proběhlo v místech upevnění přední nápravy, pružící jednotky a spodního ramene zadní nápravy. Vrchní rameno přenáší hlavně zatížení od kola, proto se jeho upevnění ve výpočtu neuvažuje. Pevnostní analýza rámu handbiku (napětí von Mises) se vypočetla pomocí softwaru Pro/ENGINEER.



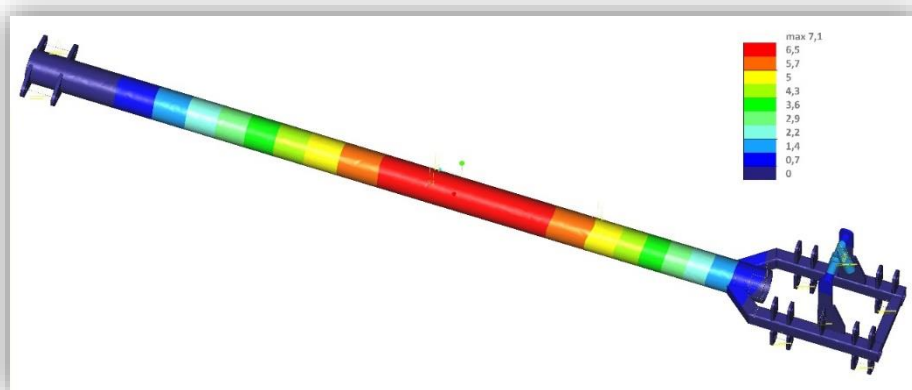
Obrázek 39 Zatížení rámu (MPa)

Obrázek 39 zachycuje celý základní rám zatížený dříve uvedenými silami. Lze z něho odečíst nejvíce namáhaná místa a určit tak velikost napětí. Nejintenzivnější namáhání se nacházejí v zadní části rámu, jak zobrazuje detail na *obrázku 40*. Jedná se o spoje jeklů v rozvidlení rámu, úchytů pro pružící jednotku a uchycení opěradla. Jako uvažovaný materiál pro výrobu základního rámu se stanovila slitina hliníku EN AW 6063 (ČSN 42 4401) s mezí kluzu rovné 200 MPa, podle její vhodnosti ke konstrukci rámu, z palety dodávaných materiálů firmou Alupa s.r.o.^[31]



Obrázek 40 Zatížení rámu - detail (MPa)

Při bezpečnosti $k = 1,5$ vychází dovolené napětí v rámu 150 MPa. Jediné místo, které tuto podmínku nesplňuje a hodnotu překračuje, je již zmíněné spojení jeklů v rozvidlení. V tomto místě se koncentruje napětí. Aby došlo ke splnění podmínky, musí dojít k úpravě hustoty prvkové sítě v okolí spoje a to tolikrát, než při změně nedojde k žádnému přetvoření. Pokud i teď není splněna, je nutné upravit konstrukci spoje například zaoblením, volbou jiného profilu nebo zvolit materiál s vyšší mezí kluzu. Výpočet tedy upozorňuje na místa, na která je zapotřebí si při výrobě dát pozor.



Obrázek 41 Průhyb rámu (mm)

Na *obrázku 41* je zachycen průhyb rámu při zatížení uvedenými silami. Maximální hodnota posunutí činí 7,1 mm. Pro daný návrh je hodnota zcela vyhovující.

4. ZÁVĚR

Hlavním bodem této diplomové práce bylo přepracování ideového návrhu handbiku s poháněnou zadní nápravou, který je určen pro jízdu po nezpevněném povrchu. V práci jsem nejdříve shrnul současnou situaci na trhu s handbiky či podobnými výrobky. Různé modely jsem doplnil zjištěnými poznatky a jejich cenou. Poté jsem začal řešit samotný vývoj mého ideového návrhu handbiku. Vycházel jsem z hodnot zjištěných z práce pana Kyncla, ale hlavně z hodnot poskytnutých panem Pouchem, který by rád dovedl projekt do fyzické podoby. Vývoj započal podobou řídicího ústrojí a základním rámem. Následovala tvorba jednotlivých náprav s jejich součástmi a zjednodušený návrh sedadla. Poslední navrhovanou částí bylo pohonné ústrojí. U jednotlivých částí jsem poměrně podrobně probral řešení jejich konstrukce. Je nutné zdůraznit, že výsledná podoba je pouze ideová, tudíž neprošla žádnými kontrolními výpočty až na výjimky, o kterých bude řeč v následujícím odstavci. Ideový návrh dále poslouží k zamýšlenému zhotovení konstrukčního návrhu, proto obsahuje řadu informací k následujícímu vývoji.

Za jeden z hlavních přínosů ideového návrhu považují jeho výsledný model. Ten povede, jak ke zhotovení konstrukčního návrhu, tak i k ověření nových řešení budoucího vývoje. Návrh byl vymodelován do takové podoby, že umožňuje simulovat natočení kol do rejdu a pohyb náprav při odpružení.

Za další klad považuji přepracování koncepce předchozího návrhu a její rozšíření o návrh řídicího ústrojí. Tento úsek pokládám za ústřední část celé diplomové práce a rozdělil jsem ho do dvou kapitol návrhu. V první dochází k navrhnutí mechanismu předního lichoběžníku pomocí Causantovv metody a metody odečítání z diagramů. Konstrukce poté prošla několika kontrolami, včetně kontroly křivkou chyb, a dosahuje velmi přívětivých výsledků. Uvedená část je velmi podrobně probrána a srozumitelně vysvětlena. V druhé kapitole dochází k navrhnutí celého řídicího ústrojí s již daným lichoběžníkem. V této části jsem se zabýval problematikou změny orientace pohybu, u které bylo zapotřebí během návrhu nalézt řešení. Výsledkem je navržená dvojzvratná páka v několika provedeních, jež tento problém odstranila. Dále jsem pro řídicí ústrojí stanovil úhlový a silový převodový poměr. Spolu s nimi jsem popsal jeho kinematiku i se související problematikou pohybu šlapadel. Nakonec jsem vyhotovil zjednodušený model řídicího ústrojí, na kterém jsem provedl kontrolu plnění jeho funkce opět pomocí křivky chyb. Výsledek kontroly dopadl až nad očekávání dobře.

Pro srozumitelnou formulaci jsem výsledné hodnoty vynesl do grafu. Navržené řídicí ústrojí plní všechny stanovené požadavky.

V závěru práce jsem charakterizoval navržené pohonné ústrojí, pro které jsem stanovil parametry maximální rychlosti a stoupavosti. Z nich vyplývá, že zjištěné jízdní vlastnosti jsou téměř srovnatelné s běžným jízdním kolem. Vzhledem k potřebám návrhu jsem zjistil minimální průměr hnaného hřídele, který je osazen vícekolečkem s měničem převodů. Na úplný závěr jsem vyhotovil pevnostní analýzu zjednodušeného základního rámu. Jedná se spíše o doplňující záležitost, informující o vlastnostech základního rámu. Výsledná data je ovšem nutné brát pouze jako přibližná, vzhledem ke způsobu analýzy.

Díky konečné podobě ideového modelu lze odhadnout maximální hmotnost celého handbiku. Hmotnost je jedním z kritérií návrhu, kdy její velikost musí nabývat přijatelné hodnoty, což uvažovaných 20 kg splňuje. Druhé ze dvou hlavních kritérií - cenu, je zatím těžké určit, protože se nejedná o konstrukční návrh. Ovšem vývoj práce jsem směřoval k co nejnižším pořizovacím nákladům handbiku. Volil jsem jednoduchá řešení jednotlivých součástí, například řídicího ústrojí nebo použití součástí vyráběných pro současná jízdní kola či handbiky. Vlastní vývoj dalších součástí by výrobu více a více prodražoval. Je tedy výhodné aplikovat výrobky stávajících dodavatelů.

Následující odstavce mapují postřehy zjištěné při návrhu či po jeho dokončení. První v řadě je možnost zkrácení celkové délky ideového návrhu - konkrétně délkou nosné trubky. Návrh vycházel z rozvoru náprav rovnému 1 450 mm. Současná podoba modelu však umožňuje jeho zkrácení o uvažovaných 100 mm. Je ovšem nutné přemýšlet do budoucna, jestli tento zásah nenaruší následující vývoj konstrukce. Vyhodnocení musí provést navazující tvůrci.

Po dokončení návrhu jsem usoudil, že řešení uchycení hnaného hřídele zadní nápravy není nejšťastnější. Vzhledem k využití handbiku převážně v terénu, je vhodné, aby jeho světlá výška podvozku dosahovala maximální možné hodnoty. Tento požadavek narušuje svou polohou zadní měnič převodů, tzv. přehazovačka. Ovšem jeho poloha je vzhledem k vícekolečku značně omezená, protože musí splňovat požadavky na změnu převodů. Východiskem z této situace považuji změnu uchycení hnaného hřídele k základnímu rámu. Podobu současného řešení zachycují obrázky z kapitoly 2.2.7 *Ideový model* či přílohy. Hřídel je uchycen ze spodu rozvidlení rámu pomocí ložiskových těles. Pokud by ovšem došlo k uchycení k horní části, problém se světlou výškou by byl vyřešen. Spolu s touto změnou je ale nutné upravit uchycení pružné jednotky a opěradla sedadla, což by nemělo tvořit výraznou překážku.

Poslední úprava navržené konstrukce ideového návrhu umožňuje jeho pohodlné užívání. Přihlédne-li se k faktu, že jakýkoliv pohyb tělesně postižených jedinců je velmi obtížný, je vhodné jim co nejvíce usnadnit nastupování a vystupování z handbiku. Z tohoto důvodu bych volil úpravu sloupku řízení a jeho konstrukci zhotovil ze dvou částí tak, aby se dala šlapadla se středovou opěrou odklopit. U sloupku bych navrhl kloub mezi přední a střední podpěrou, který by uvedený pohyb umožňoval. Konstrukce kloubu může být obdobná jakou u speciálních skládacích jízdních kol. Ovšem s touto úpravou musí být spojená i střední podpěra sloupku řízení. Její konstrukce musí umožnit odpojení od základního rámu, jako tomu je například u handbiků od firmy Hase Bikes.

Svůj výsledný ideový návrh považuji za velmi povedený, ale neodvážím se tvrdit, že je bezchybný. Až jeho následný vývoj ukáže, zda zvolená řešení byla správná. Ve velké míře záleží vždy na individuálním přístupu k problematice a svůj jsem popsal v této práci. Sám jsem poprvé poznal, jaké úskalí přináší vytvořit samotný návrh, aby jeho jednotlivé součásti plynule navazovali. Za velké pozitivum považuji vyřešení všech problémů, které se během práce vyskytly.

5. POUŽITÁ LITERATURA

- [1] HANUŠOVÁ, Renata. Handcycling: jízda na třech kolech. CYCLING MEDIA S.R.O. *MTBS.cz* [online]. 2010 [cit. 2014-04-06]. Dostupné z: <http://mtbs.cz/clanek/handcycling-jizda-na-trech-kolech/kategorie/ostatni>.
- [2] Handbike. 1. Centrum zdravotně postižených, jižních Čech, o. s. [online]. 2009 [cit. 2014-04-06]. Dostupné z: <http://www.1czpjc.cz/sport/handbike>.
- [3] HANDCYCLING. TOMÁNEK, Jan. *Honzatomanek.com* [online]. [cit. 2014-04-08]. Dostupné z: <http://www.honzatomanek.com/handcycling>.
- [4] ČERNÍ KONĚ, O.S. [online]. © 2014 [cit. 2014-04-08]. Dostupné z: <http://www.cernikone.cz/>.
- [5] *Union Cycliste Internationale* [online]. © 1997-2014 [cit. 2014-04-08]. Dostupné z: <http://www.uci.ch/templates/UCI/UCI8/layout.asp?MenuId=MTYzMDQ&LangId=1>.
- [6] *European Handcycling Federation* [online]. © 2009 [cit. 2014-04-08]. Dostupné z: <http://www.ehf-ehc.eu/>.
- [7] RaceBike: Skræddersyet håndcykel til konkurrencebrug. *Wolturnus* [online]. [2014] [cit. 2014-11-07]. Dostupné z: <http://www.wolturnus.dk/produkter/haandcykler/racebike>.
- [8] KYNCL, Zdeněk. *Handbike do lehkého terénu*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2011. 65 stran + 4 přílohy. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pokorný Ph.D.
- [9] Combi Handbike. *Roam: Special Cycles* [online]. [2014] [cit. 2014-11-07]. Dostupné z: http://www.roam.nl/combi_handbike.php?taal=en#.VFzyTTSG8rg.

- [10] Handbike Challenger. *SIVAK* [online]. [2013] [cit. 2014-06-05]. Dostupné z: <http://www.sivak.cz/handbike-challenger-298/>.
- [11] Triciclo Hand Bike. Caiçara Bike Shop [online]. © 2011 [cit. 2014-06-17]. Dostupné z: <http://caicarabikeshop.blogspot.cz/2013/06/triciclo-hand-bike.html>.
- [12] Handbike Kozoroh. *Benecykl* [online]. © 2014 [cit. 2014-06-20]. Dostupné z: <http://www.benecykl.cz/Produkty/Handbike-Kozoroh>.
- [13] *Hasebikes: Handbikes* [online]. © 2009 [cit. 2014-06-23]. Dostupné z: <http://hasebikes.com/89-1-Handbikes.html>.
- [14] *No question bike: Zakázková výroba kol* [online]. [2013] [cit. 2014-06-23]. Dostupné z: <http://www.noquestionbike.eu/cz/>.
- [15] BUREŠ, Petr. BPV (Bike Pro Vozičkáře). CYCLING MEDIA S.R.O. *MTBS.cz* [online]. 20.8.2009 [cit. 2014-06-23]. Dostupné z: <http://mtbs.cz/clanek/dh-bike-pro-vozickare/kategorie/tech-news>.
- [16] *BPV NO QUESTION BIKE: Bike pro vozičkáře* [online]. [2013] [cit. 2014-06-23]. Dostupné z: <http://bpv.noquestionbike.eu/>.
- [17] Downhill. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 8.6.2014 [cit. 2014-06-23]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Downhill>.
- [18] *SPORT-ON: Impossible is nothing* [online]. © 2013 [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://www.sport-on.com/>.
- [19] BUREŠ, Petr. Bude Tara Llanes jezdit na handbiku z Krkonoš?. CYCLING MEDIA S.R.O. *MTBS.cz* [online]. 06.10.2011 [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://mtbs.cz/clanek/bude-tara-llanes-jezdit-na-handbiku-z-krkonos/kategorie/ostatni>.

- [20] Explorer II Off-Road Handcycle. *High Performance* [online]. [2011] [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://www.handcyclercing.com/Off-Road.html>.
- [21] Netradiční handbike. *CykloPlanet.cz* [online]. © 2014 [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://www.cykloplanet.cz/blog/netradicni-handbike/>.
- [22] THOMAS, James. Forzer off-road handcycle Marius Hjelmervik. *Bicycle Design* [online]. 18.února 2011 [cit. 2014-06-24]. Dostupné z: <http://bicycledesign.net/2011/02/forzer-off-road-handcycle-by-marius-hjelmervik/>.
- [23] *ELEKTRO HANDBIKE COMP* [online]. © 2014 [cit. 2014-06-26]. Dostupné z: <http://handbike-comp.cz/>.
- [24] *COMP HANDBIKE: Mobilita ve vlastních rukách* [online]. [2012] [cit. 2014-06-26]. Dostupné z: <http://comp-handbike.cz/>.
- [25] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [26] POKORNÝ, František. Návrh pomůcky pro demonstraci prvků geometrie řízení. Pardubice, 2012. Dostupné z: http://dspace.upce.cz/bitstream/10195/45738/2/PokornyF_ModelRizeni_MG_2012.pdf
Bakalářská práce. Univerzita Pardubice - Dopravní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce doc. Ing. Milan Graja CSc.
- [27] Výukový materiál ze studia na Dopravní fakultě Jana Pernera.
- [28] TESAŘ, Miroslav. *Vybrané statě z konstrukce silničních vozidel II: studijní opora*. Vyd. 1. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2013, 145 s. ISBN 978-80-7395-649-3.

- [29] SVOBODOVÁ. *Spoje a spojovací součásti: Čepové spoje* [online]. Brno, 2012 [cit. 2014-11-12]. Dostupné z:
http://web.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_13-09.pdf. Inovace a zkvalitnění výuky prostřednictvím ICT. Střední průmyslová škola a Vyšší odborná škola technická Brno.
- [30] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.
- [31] ALUPA s.r.o.: *Hliníkové profily a plechy* [online]. 2014 [cit. 2014-11-16]. Dostupné z:
<http://www.alupa.cz/>.
- [32] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel* /. vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [33] TESAŘ, Miroslav. *Teorie silničních vozidel: studijní opora*. Vyd. 1. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2013, 80 s. ISBN 978-80-7395-653-0.
- [34] TESAŘ, Miroslav, VALA, Miroslav. *SILNIČNÍ VOZIDLA: Mechanika silničních vozidel – učební texty*. 2. upravené vydání. Pardubice, 2005..

6. PŘÍLOHY

Příloha A	Handbike Lepus ^[13]	89
Příloha B	Handbike Pino ^[13]	89
Příloha C	Explorer II Off-Road Handcycle ^[18]	90
Příloha D	Prototyp Handbike Forzer ^[22]	90
Příloha E	Prototyp Handbike Forzer ^[22]	91
Příloha F	Ideový model handbiku – pohled A	91
Příloha G	Ideový model handbiku – pohled B	92
Příloha H	Ideový model handbiku – pohled C	93
Příloha I	Parametry Kyncl 1 ^[8]	94
Příloha J	Parametry Kyncl 2 ^[8]	95
Příloha K	Výkres: Sestava rámu	
Příloha L	Výkres: Ideový návrh	



Příloha A Handbike Lepus^[13]



Příloha B Handbike Pino^[13]



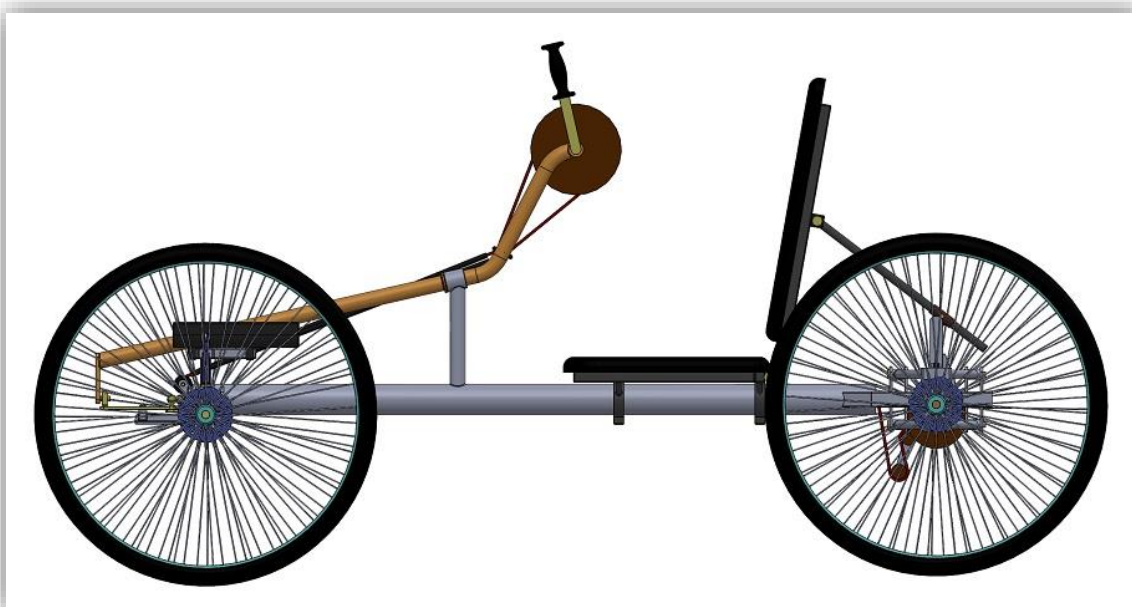
Příloha C Explorer II Off-Road Handcycle^[18]



Příloha D Prototyp Handbike Forzer^[22]



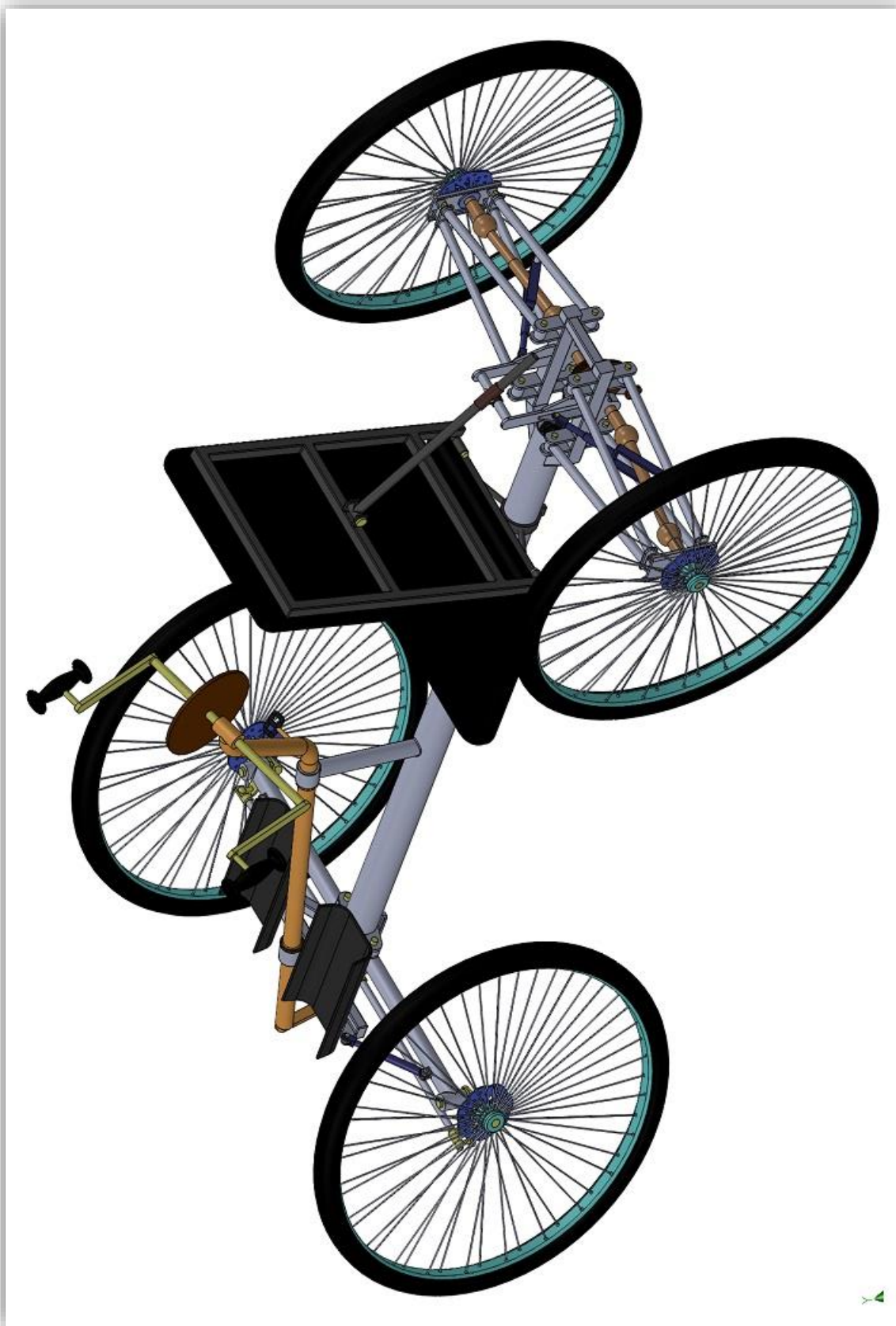
Příloha E Prototyp Handbike Forzer⁽²²⁾



Příloha F Ideový model handbiku – pohled A



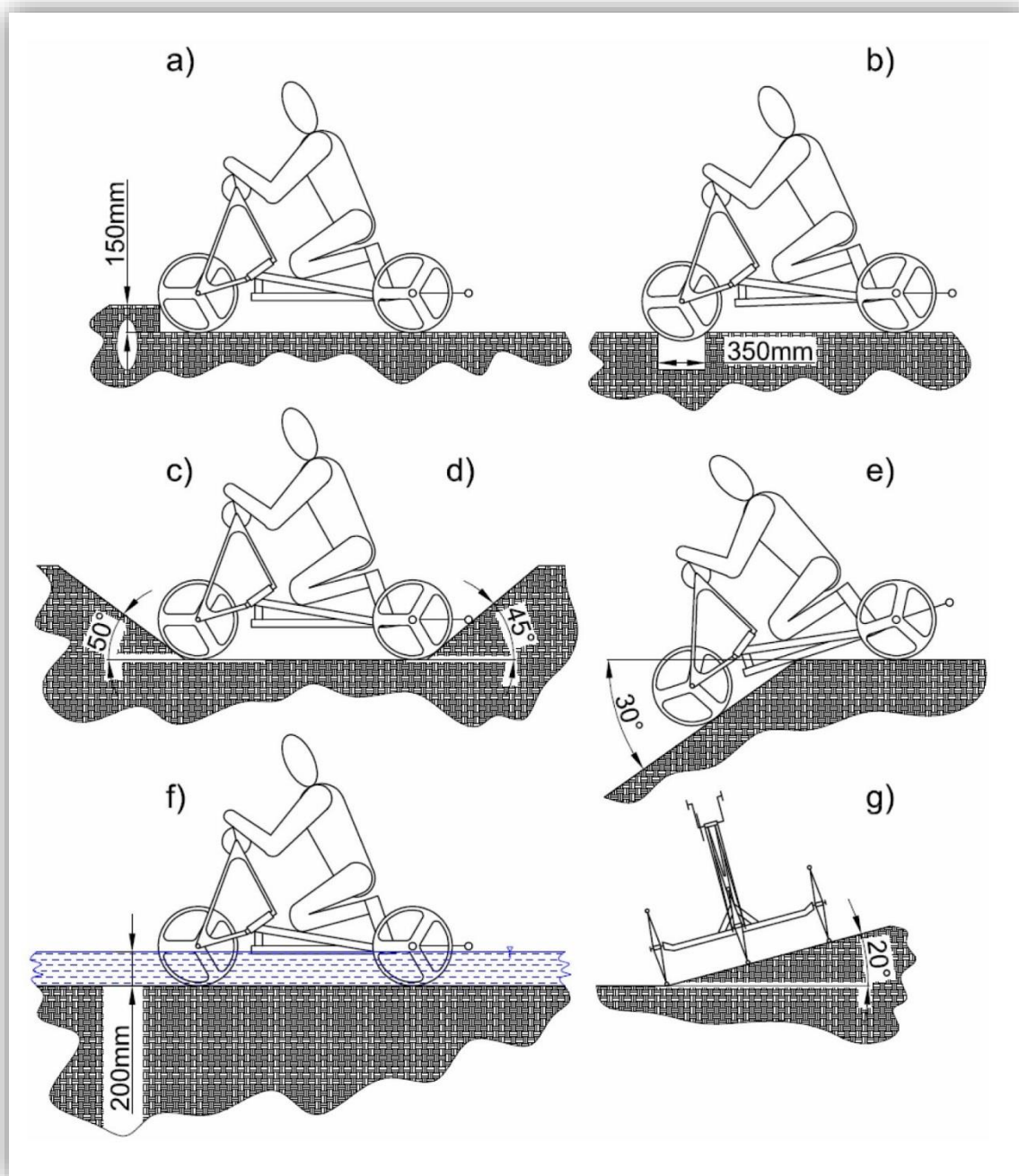
Příloha G Ideový model handbiku – pohled B



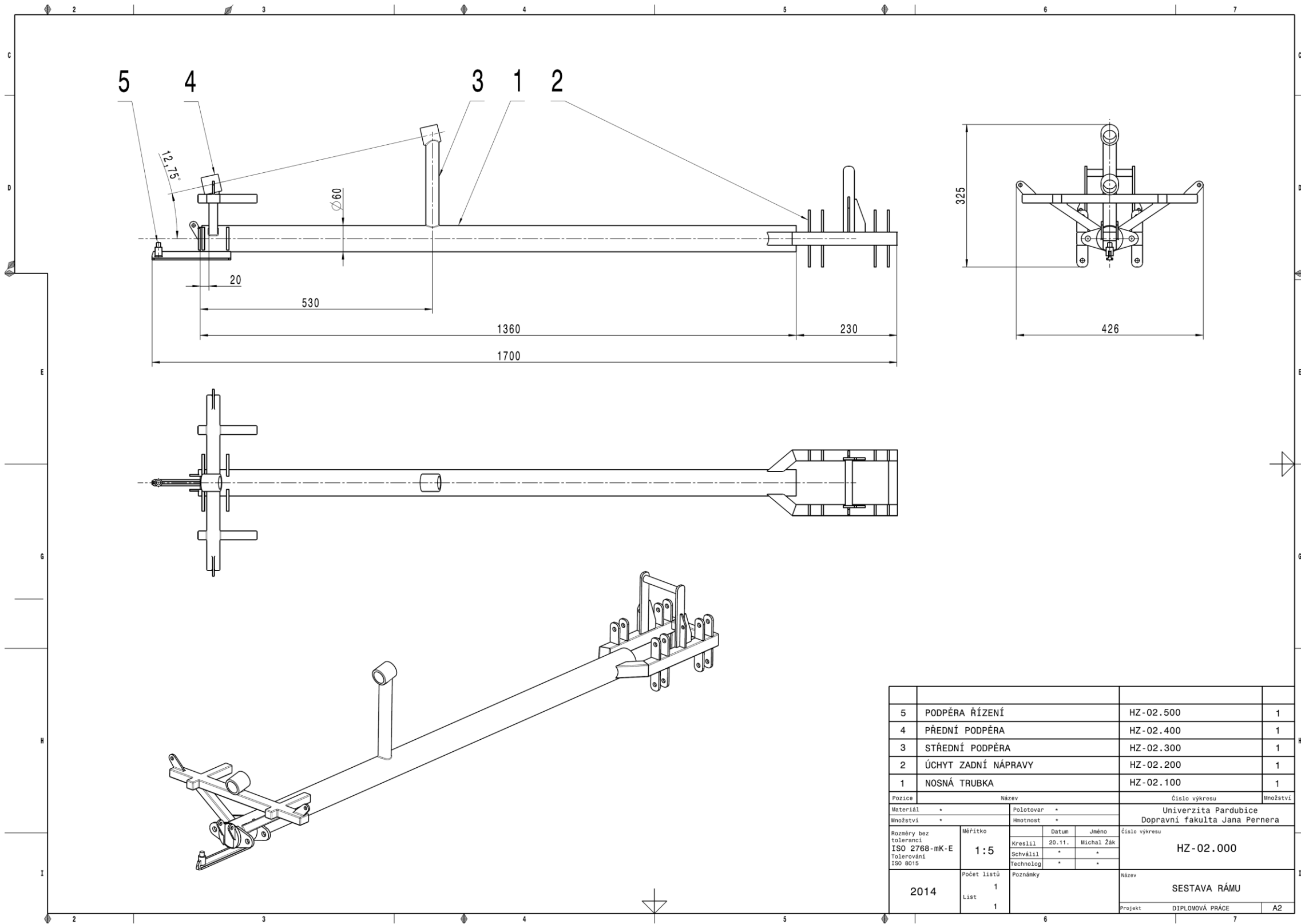
Příloha H Ideový model handbiku – pohled C

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	
System provozních brzd	Minimálně dvouokruhový nezávislý systém ovládaný ručně bez nutnosti "pouštět" řídítka	
System parkovací brzdy	Musí umožňovat trvalé zabrzdění bez nutnosti soustavného vývinu ovládací síly řidičem	

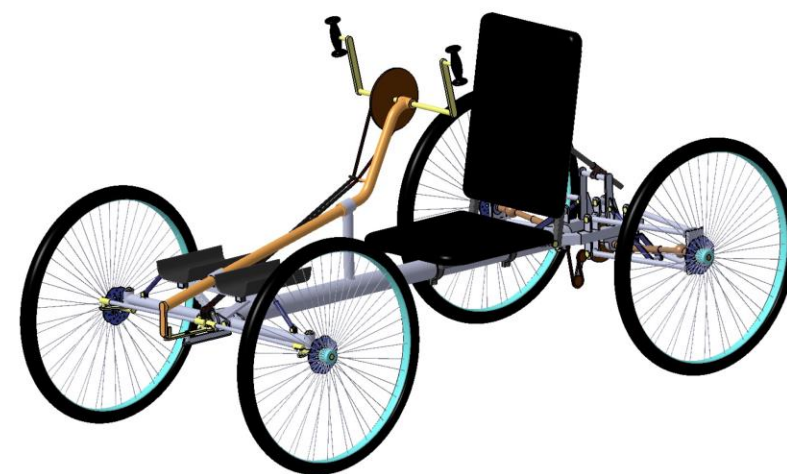
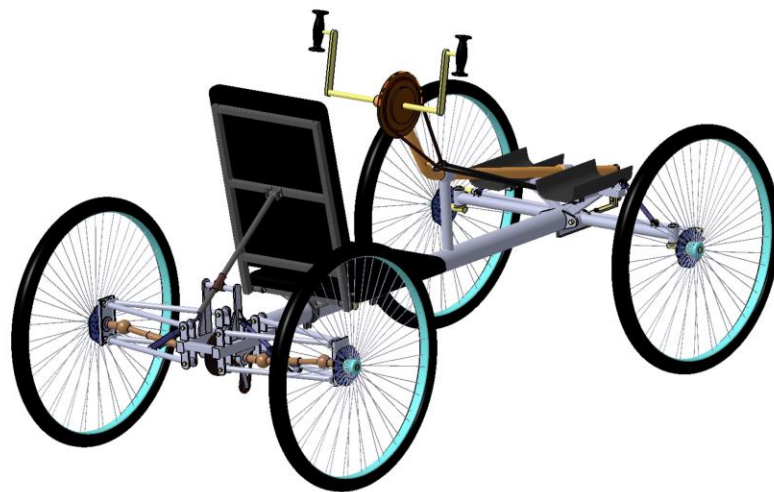
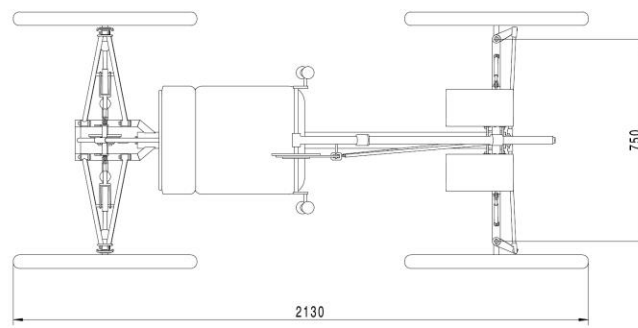
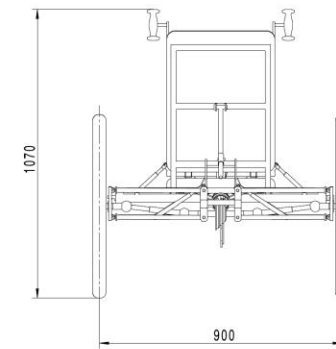
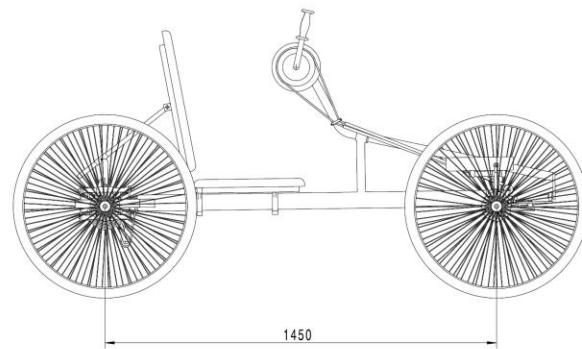
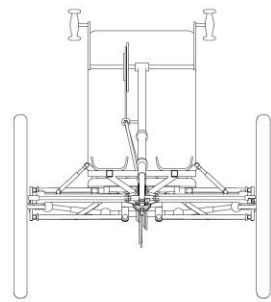
Příloha I Parametry Kyncl I^[8]



Příloha J Parametry Kyncl 2^[8]



5	PODPĚRA ŘÍZENÍ	HZ-02.500	1
4	PŘEDNÍ PODPĚRA	HZ-02.400	1
3	STŘEDNÍ PODPĚRA	HZ-02.300	1
2	ÚCHYT ZADNÍ NÁPRAVY	HZ-02.200	1
1	NOSNÁ TRUBKA	HZ-02.100	1
Pozice	Název	Číslo výkresu	Množství
Materiál	Polotovary	Univerzita Pardubice	
Množství	Hmotnost	Dopravní fakulta Jana Pernera	
Rozměry bez tolerancí	Měřítko	Číslo výkresu	
ISO 2768-mK-E	1:5	Kreslil	20.11. Michal Žák
Tolerování		Schválil	*
ISO 8015		Technolog	*
2014	Počet listů	Poznámky	Název
	List		SESTAVA RÁMU
			Projekt
			DIPLOMOVÁ PRÁCE
			A2



Material		Polstrovan		Univerzita Pardubice	
Mozdřivá		Mozdnost		Dopravní fakulta Jana Pernera	
Normy bez toleranci		MPřisko	Datum	Jmeno	Číslo systému
ISO 2768-MK-E		1:10	Kraslitz 20.11.	Michal Žak	HZ-01.000
tolerovani					
ISO 8015					
2014		Podet listů	Předmět		Název
		List	Předmět		IDEOVÝ NÁVRH
			Projekt		DIPLOMOVÁ PRÁCE A1