



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HPV PRO MĚSTSKÝ PROVOZ A SENIORY

CITYBIKE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. PAVEL ČERNÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK KAPLAN, CSc.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Černý

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

HPV pro městský provoz a seniory

v anglickém jazyce:

Citybike

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Obsahem práce je studium problematiky silničních vozidel poháněných lidskou silou a vlastní návrh vozidla určeného pro každodenní městský provoz starších osob.

Cíle diplomové práce:

Cílem diplomové práce magisterského studia je konstrukční návrh silničního vozidla poháněného lidskou silou určeného pro každodenní jízdu ve městě se zaměřením na starší uživatele. Práce bude obsahovat zhodnocení konstrukcí současných jízdních kol s ohledem na jejich nedostatky pro uvedený účel, vlastní konstrukční návrh vozidla, výkres sestavy vozidla, pevnostní kontrolu vybraných dílů, výrobní výkres rámu, kritické zhodnocení a závěr práce.

Seznam odborné literatury:

Allan V. Abbott, David Gordon Wilson: Human Powered Vehicles

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 19.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Obsahem této diplomové práce je konstrukční návrh vozidla poháněného lidskou silou určeného pro jízdu po městě se zaměřením na seniory. Zabývá se problematikou kola v městském provozu a hodnotí konstrukci moderních městských kol s ohledem na jejich nedostatky pro daný účel. Základem práce je návrh rámu s vlastní geometrií, který je osaditelný běžně dostupnými komponenty. Pomocí MKP analýzy jsou odhalena kritická místa konstrukce a výsledky použity pro optimalizaci rámu.

Klíčová slova

Kolo v městském provozu, prvky konstrukce kola, rám, vlastní geometrie rámu.

Abstract

Content of this diploma thesis is a construction design of human powered vehicle for city ride with a focus on seniors. It deals with the issue of bicycle in city traffic and rates construction modern citybikes with a view to their weaknesses for the purpose. The basis of this work is a design frame with custom geometry, which is fitted commonly available components. Using FEM analysis are revealed critic areas of construction and results are used to optimize the frame.

Keywords

Bicycle in city traffic, construction of bicycle components, frame, custom frame geometry.

Bibliografická citace:

ČERNÝ, P. HPV pro městský provoz a seniory. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 87 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Doc. Ing. Zdeňka Kaplana CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27.5.2011

.....

Podpis autora práce

Poděkování:

Na tomto místě bych velmi rád poděkoval Doc. Ing. Zdeňku Kaplanovi CSc. za inspirativní podněty při zpracování této práce. Dále bych rád poděkoval konzultantovi Jiřímu Mudříkovi za cenné rady při návrhu konstrukce rámu jízdního kola. Chtěl bych také poděkovat svým nejbližším, že mi byli během studia pevnou oporou.

Obsah

1	Úvod	9
2	Kolo v městské dopravě	10
2.1	Kapacita pozemních komunikací	10
2.2	Důvody pro cyklodopravu ve městě	11
2.3	Práva a povinnosti cyklistů	13
2.3.1	Zvláštní ustanovení pro jízdu nemotorových vozidel	13
2.3.2	Prostor zřízený pro cyklisty a dopravní značení	14
3	Historický vývoj jízdního kola	19
4	Základní pojmy prvků konstrukce kola	23
5	Zhodnocení konstrukcí městských kol	27
5.1	Sportovní versus městské kolo	27
5.2	Koncepce rámu	27
5.2.1	Diamantový rám	27
5.2.2	Skládací rám	28
5.2.3	Rám s hlubokým nástupem	30
5.2.4	Cargo rám	30
5.3	Vidlice	31
5.4	Pohon	32
5.4.1	Řetězový pohon	32
5.4.2	Řemenový pohon	35
5.5	Brzdy	35
5.5.1	Ráfkové brzdy	36
5.5.2	Diskové brzdy	37
5.5.3	Válečkové brzdy	38
5.5.4	Protišlapná brzda	38
5.6	Výbava	39
6	Návrh konstrukce rámu	40
6.1	Somatometrie	40
6.2	Geometrie rámu a biomechanika posedu	42
6.2.1	Biomechanický model šlapání	43
6.2.2	Velikost rámu	46
6.2.3	Úhel sedlové trubky	47
6.2.4	Efektivní délka rámu	47
6.2.5	Výška sedla	48
6.2.6	Předožadní umístění sedla	48
6.2.7	Výška řídítek	48
6.2.8	Šířka řídítek	49
6.2.9	Délka představce	49
6.2.10	Délka klik	49
6.3	Velikost ráfku a pláště	49
6.3.1	Volba pláště	50

6.3.2	Odpor pláště	51
6.4	Normalizované rozměry	53
6.4.1	Vidlice	53
6.4.2	Hlavové složení	55
6.4.3	Středové složení	55
6.4.4	Sedlová trubka	56
6.4.5	Zadní stavba	56
6.5	Rozsah převodu	56
6.5.1	Výpočet osově vzdálenosti řetězových kol	60
7	Model rámu	61
8	Deformačně-napjatostní analýza rámu	62
8.1	Výběr prostředí Ansys	62
8.2	Výběr formátu pro export objemového modelu	62
8.3	Úprava modelu	63
8.4	Síťování modelu	64
8.5	Zadání okrajových podmínek	65
8.5.1	Materiál rámu	66
8.6	Zátěžné stavy	67
8.6.1	Zatížení vahou jezdce	67
8.6.2	Zatížení šlapáním	69
8.6.3	Zatížení sedla	70
8.6.4	Zatížení vidlice	72
8.6.5	Zatížení brzděním	74
8.7	Návrhy optimalizace konstrukce rámu	77
9	Závěr	79

1 Úvod

Stejně jako industrializace způsobila ve své době nebývalý technický rozvoj a změny životního stylu, zapůsobil podobně na společnost i vynález automobilu. Motorizovaná doprava přinesla lidem urychlení pokroku a napomohla k dosažení blahobytu společnosti. Doprava se stala fenoménem dvacátého století. Ve století jednadvacátém je automobil nedílnou součástí moderního životního stylu každého člověka, který se neomezuje jen na pohyb ve svém bezprostředním okolí, ale běžně cestuje desítky i stovky kilometrů dle svých potřeb. Současně je však stále častěji diskutována zvyšující se intenzita dopravy a její škodlivost vůči životnímu prostředí.

Nejkomplikovanější je problematika dopravy ve městech, kde neustále narůstající objem dopravy naráží na kapacity dopravní sítě. V přeplněných městech tak vyvstává potřeba řešení efektivitu dopravy spolu s nutností zaručit kvalitu života ve městě a odvrátit dopady automobilizmu na životní prostředí. Po vzoru zemí jako je Holandsko či Dánsko se při řešení těchto problémů stává dominantní koncepcí podpora rozvoje cyklistické dopravy, jako vyhovující alternativy městské mobility.

V této práci představím jízdní kolo jako efektivní a ekologický dopravní prostředek pro cestování na krátké vzdálenosti, které jsou typické právě pro městskou mobilitu. Nejprve věnuji pozornost potenciálu, který má cyklodoprava ve městech a uvádím argumenty pro její rozvoj. Poukazuji na limity městské infrastruktury a zaměřuji se také na aspekty bezpečnosti pohybu na kole ve městě.

Těžištěm práce je samotný dopravní prostředek - jízdní kolo, které má v budoucnu ve městech konkurovat automobilům. Zakoupit si jízdní kolo, není samo o sobě problémem. Díky své popularitě je dostupné jak fyzicky v prodejní síti, tak i cenově. Překážkou však může být jeho konstrukce, která většinou nenabízí bezbariérovost a činí tak kolo pro řadu lidí nedostupným po fyziologické stránce. Řešení této problematiky je hlavním cílem předkládané diplomové práce, v níž bude navrženo konstrukční řešení rámu jízdního kola s ohledem na řadu požadavků. Reflektuji jednak všechny aspekty, které přináší městská doprava a dále konstrukcí rámu kola vycházím vstříc potřebám starších uživatelů. S ohledem na současný demografický vývoj naší společnosti, který nese znaky stárnutí populace, se výrobci budou muset přeorientovat na vývoj jízdních kol s ohledem na omezenou pohyblivost jejich uživatelů. Je tedy zapotřebí vyvinout kola, která v první řadě umožňují co možná nejsnadnější nasednutí na ně a také jejich snadné a pohodlné ovládání. Tyto nároky budu respektovat při konstrukci rámu jízdního kola, které je předmětem této diplomové práce. Výsledkem mé konstrukční práce bude lehký i bezpečný rám, jednoduchý a levný na výrobu, přičemž musí být osaditelný běžně dostupnými cyklistickými komponenty a doplňkovou výbavou.

V jednotlivých částech textu představuji podoby konstrukce kola v historii, analyzuji jednotlivé komponenty kola a posuzuji vhodnost různých existujících koncepcí rámu kol. Na základě těchto poznatků pak navrhuji vlastní konstrukci jízdního kola a s ohledem na somatometrii a biomechaniku posedu vytvářím model rámu kola. Součástí práce je také provedení deformačně-napjatostní analýzy rámu, jeho optimalizace a následné vytvoření výkresové dokumentace.

Pro účely této práce využiji řadu zdrojů. Podklady a poznatky budu čerpat z odborné literatury, norem, konzultací s odborníky, technických manuálů výrobců, legislativních dokumentů a pro zaručení aktuálnosti dat budu používat i internetové zdroje.

2 Kolo v městské dopravě

K životu ve městě neodmyslitelně patří doprava a její infrastruktura. Vše souvisí s pohybem po veřejném prostoru, který je v dnešních městech z většiny upraven pro povrchovou dopravu. A ať tento prostor využíváte jako chodec, cestující veřejnou dopravou, motorista, cyklista, či nějak jinak, vždy je vyžadována pozornost a znalost dopravních předpisů a pravidel, neboť se při pohybu stáváte součástí provozu na pozemních komunikacích. Cílem této kapitoly je seznámení se s problematikou dopravy ve městech, představení jízdního kola jako efektivního dopravního prostředku se kterým je v provozu počítáno.

2.1 Kapacita pozemních komunikací

„Infrastruktura ve městě má být navržena tak, aby poskytovala možnost svobodného pohybu všem jeho obyvatelům. Neměla by protěžovat vybrané druhy dopravy a tím vytvářet překážky volného pohybu ve městě. Nicméně všední zkušenost obyvatele velkého města je jiná: ucpané silnice, parkování na chodníku, hluk a zápach.” [3]

Důvodem této situace je prudký nárůst automobilové dopravy. Počet automobilů neustále roste, přičemž omezujícím faktorem dalšího nárůstu je kapacita silniční sítě a intenzita dopravy. Kapacitou pozemní komunikace se rozumí „maximální počet vozidel, která mohou úsekem komunikace za daných podmínek projet v jednom směru nebo v obou směrech dohromady”. Kapacita je ovlivněna dopravními, stavebními a povětrnostními podmínkami. Intenzita dopravy je pak definována jako „počet vozidel, která projdou daným profilem komunikace za jednotku času. Maximálních intenzit dopravního proudu je dosahováno při poměrně malých rychlostech v rozmezí mezi 35 - 45 $km \cdot h^{-1}$. Na tomto základě je možné kapacitu komunikace definovat také jako přípustnou intenzitu odpovídající konkrétním stavebním a dopravním podmínkám a požadované jízdní rychlosti.” [28]

Ledvinová [28] dále uvádí, že pomocí intenzity dopravy lze hodnotit stupeň kvality úrovně dopravy, jak ukazuje tab.1.

stupeň kvality		maximální hustota [voz · km ⁻¹ · pruh ⁻¹]	intenzita / kapacita
A	zcela nerušené dopravní podmínky	6	0,24-0,29
B	volné a nerušené dopravní podmínky	10	0,39-0,47
C	ovlivněna volnost manévrování	15	0,59-0,68
D	omezena rychlost a volnost manévrování	20	0,78-0,85
E	mez stability dopravního proudu	28	1,0
F	kongesce	> 28	>1,0

Tab. 1: Závislost poměru intenzity a kapacity na stupni kvality úseků rychlostních komunikací [28]

Z tab.1 je patrné, že ke kongesci, neboli dopravní zácpě dochází tehdy, je-li intenzita provozu vyšší než je aktuální kapacita pozemní komunikace, která je závislá na mnoha faktorech.

Řešení dopravy na místních komunikacích je velice široká problematika, která přesahuje rámec této práce. Přesto krátké shrnutí považuji za nutné. Opatření proti vzniku kongesce se, dle mého názoru, dá rozdělit do tří kategorií:

1. *Zvětšování kapacity pozemních komunikací* - tzn. výstavba víceproudých městských okruhů, obchvatů, mimoúrovňových křižovatek, tunelů, ale i větších parkovacích ploch. Tato opatření však mají jistá omezení. Vždy je nutné provést rozsáhlejší změny v uzemním plánu města, přičemž nelze zcela měnit již zastavěná území. Například šířka ulice je dána a v tomto případě je nutné vhodně volit využití prostoru ulice. Jaká část připadne na chodce, cestujícího veřejnou dopravou, motoristu, cyklistu, to závisí na kompromisní kolektivní shodě dopravních inženýrů, architektů, ekonomů, ekologů, politiků a samotných obyvatel města. Vzhledem k výstavbě v již zastavěném území je problematická i samotná realizace stavby. Tyto stavby jsou také vysoce časově i finančně nákladné.
2. *Redukce intenzity dopravy* pomocí omezení, zákazů, zpoplatnění vjezdu do určitých oblastí města. Funkční formou omezení je též zpoplatnění parkování a zavádění zón s omezenou dobou parkování. Cena i čas se přitom může lišit dle atraktivity místa a poptávce po parkovacím místě.
3. *Stanovení efektivnější formy dopravy*, například hromadné, pěší a nebo cyklistické. Princip spočívá v preferenci dopravy, která by zvýšila rychlost, plynulost a bezpečnost. Toto opatření může nabývat rozmanitých podob. Mezi nejradikálnější patří např. úplné vyloučení nebo výrazné omezení silničního provozu a vytvoření pěší zóny. Za zcela ukázkovou formu protěžování jen určitých druhů vozidel považuji vyhrazení jízdního pruhu. Ten tvoří omezení pro individuální přepravu pomocí automobilu, zároveň však umožňuje zrychlený průjezd např. autobusu hromadné dopravy nebo cyklistovi. Preferování jiné, než-li automobilové dopravy, navíc pomáhá řešit problém, který první varianta dokonce podporuje a druhá pouze omezuje. Jde o zábor veřejného prostoru parkujícími vozidly.

Poslední varianta nejlépe odpovídá požadavku městské infrastruktury, která poskytuje možnost svobodného pohybu všem obyvatelům, nejen majitelům automobilu. Vytváří sice omezení pro všechny individuálně se přepravující motoristy, zároveň však přispívá k celkovému zklidnění dopravy, z čehož nakonec těží i samotní motoristé, kteří nemusejí stát v dopravních zácpách.

2.2 Důvody pro cyklodopravu ve městě

V předchozí kapitole jsem se zabýval problematikou intenzity městské dopravy a navrhl možnosti jejího řešení. Nejvhodnější alternativou je nalezení efektivnější formy dopravy. Takovou formou může být doprava na kole. Cyklistika u Čechů patří mezi nejoblíbenější sporty. Využití kola jako sportovní, rekreační či turistický prostředek zábavy se těší velké oblibě. Lze říci, že kolo bychom našli téměř v každé domácnosti. Avšak již menšina z této skupiny vnímá kolo také jako vhodný dopravní prostředek pro přesun po městě. Příčiny takového vnímání jsou pochybnosti o rychlosti, bezpečnosti či dokonce společenské přitlačnosti při přesunu za pomoci kola a další. V následující části uvedu hlavní hlediska, která vypovídají ve prospěch používání kola jako městského dopravního prostředku.

Časové hledisko

Jak píše zdroj [23], jsou cesty do vzdálenosti 5 km mnohdy časově kratší na kole, než-li za použití automobilu. Platí to zejména při dopravní špičce, kdy je vlivem velkého počtu účastníků silničního provozu přeplněna dopravní kapacita městských pozemních komunikací. Vždy také záleží na infrastruktuře konkrétního města. Kolo pak může být rychlejší i mimo dopravní špičku, a to v případě že se dá na kole zvolit trasa, která je kratší, než trasa, kterou je nucen pomoci zákazů a příkazů projet motorista.

Až překvapivě dlouhou dobu někdy trvá motoristovi nalezení parkovacího místa. V případě vysoce poptávaných parkovacích lokalit je, z důvodu nemožnosti zaparkování u cíle cesty, řidič nucen zvolit parkování v lokalitě vzdálenější. Další časovou ztrátu tak tvoří přesun z parkoviště do cíle cesty. Naproti tomu cyklista ušetří tento čas a kolo zaparkuje přímo u cíle své cesty. Před budovami jako jsou úřady, školy, nádraží či pošty jsou obvykle zřízeny stojany na kola a je vhodné jich využít. Pokud stojan chybí, může cyklista kolo zanechat téměř kdekoliv, ale s ohleduplností tak, aby nepřekáželo. Žádné legislativní opatření zákazu parkování kola na ulici neexistuje. Další možností je zanechat kolo v některé z úschoven kol.

Ekonomické a ekologické hledisko

Cena za pořízení automobilu je nesrovnatelně vyšší, než-li cena kola. Nesrovnatelné jsou však také jejich užitné hodnoty. Automobil s přepravou více osob a náklady na dlouhou vzdálenost se nedá s kolem porovnávat. Velice častou variantou využívání automobilu pro přesun po městě je však pouze řidič, jako jediná osoba ve vozidle a bez dalšího nákladu. V takovém případě není větší užitná kapacita nijak využita.

V každodenním rozhodování o použití vozidla, jsou motoristou obvykle uvažovány jen náklady na pohonné hmoty. Toto uvažování má své opodstatnění, neboť náklady na pohonné hmoty tvoří největší část výdajů. Provoz, údržba, pojištění, silniční poplatky atd. jsou však další nemalé výdaje, které za dobu provozu, spolu s výdaji za pohonné hmoty, mnohdy přesáhnou i cenu samotného automobilu. Tvrzení o nulových nákladech na provoz kola se nezakládá na pravdě. I kolo, tak jako každý mechanismus podléhá opotřebení a je nutné provádět údržbu. I tak jsou ale náklady na provoz kola oproti automobilu zcela minimální.

Moderní technika umožňuje optimalizovat procesy probíhající při spalování paliva v motoru, ať už jde o přípravu směsi či odstraňování množství škodlivin obsažených ve výfukových plynech. Nejvýznamnějším prvkem pro snížení škodlivin je katalyzátor výfukových plynů. Aby však reakce v katalyzátoru probíhaly, je nutné, aby se motor zahřál na provozní teplotu. To je ale při přesunu vozidlem ve městě problém. Cesta většinou není dostatečně dlouhá na to, aby se motor zahřál. Auto tak produkuje více škodlivin. Jízda na kole je naproti tomu bezesporu ekologická. Pro svůj provoz nepotřebuje žádné pohonné hmoty, má tak nulové emise a nepřispívá ke znečištění ovzduší.

Zdravotní hledisko

Sedavý způsob života u vyspělejších společností způsobuje problém s nedostatkem fyzické aktivity. Následkem je obezita a kardiovaskulární onemocnění. Obranou je pravidelný pohyb. Netřeba více rozepisovat, že automobil jen přispívá k ještě většímu zpoždění. Zde se kolo opět ukazuje jako ideální prostředek. Pravidelné ježdění na kole je stejně zdravé

jako pravidelné cvičení. „Jízda na kole je navíc typickou aerobní pohybovou aktivitou, kterou může dělat prakticky kdokoli bez ohledu na váhu. Existují cílené studie potvrzující, že jízda na kole snižuje riziko nemocí srdce a cév, vysokého krevního tlaku, obezity a cukrovky. Podle jiné studie vede pravidelné ježdění na kole u člověka, který byl doposud fyzicky nečinný, ke snížení rizika náhlého úmrtí o celých 22%.”[41]

Jízda na kole je také velmi šetrná k celému pohybovému aparátu. Při jízdě na kole nejsou zatěžovány klouby ani šlachy, a proto se doporučuje i jako vhodná fyzická aktivita při rehabilitaci. „Bylo prokázáno, že již po několika měsících pravidelné cyklistiky se významně zlepšují aerobní parametry a fyzická výkonnost. Také dochází k zesílení svalů dolních končetin, což je obzvláště významné pro starší lidi, zlepšuje se koordinace pohybů, zlepšuje se pevnost kostí. Tyto faktory jsou pak důvodem nižšího výskytu pádů se špatně se hojícími frakturami, které vidáme u starší populace.” [41]

Časté obavy panují z možných zdravotních problémů, způsobených dýcháním zplodin aut. „Existují nejméně dvě studie poukazující na to, že cyklisté ve skutečnosti vdechují méně výfukových škodlivin než řidiči zavření ve svých autech.” [41] Cesty pro kolo totiž nejsou omezeny jen na pozemní komunikace, ale často vedou přes parky či podél řek, kde je koncentrace emisí výrazně nižší.

Na závěr je nutné dodat, že jízda na kole je téměř bezhlučná oproti automobilu, čímž prospívá hlavně zdraví svého okolí.

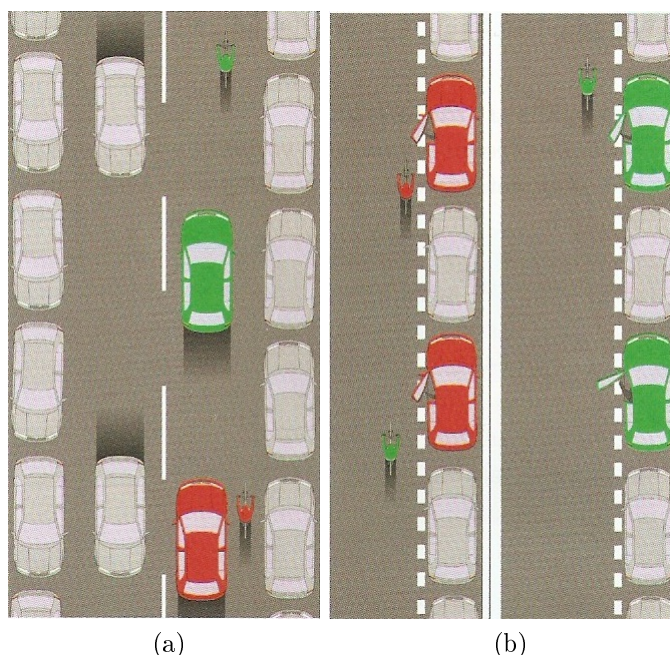
2.3 Práva a povinnosti cyklistů

Pohybuje-li se cyklista po pozemní komunikaci, je řidičem nemotorového vozidla [54]. Jeho povinností tedy je řídit se Zákonem č. 361/2000 Sb. o provozu na pozemních komunikacích a o změnách některých zákonů (zákon o silničním provozu). Co ze zákona nevyplyvá, ale je dobré si uvědomit, je potřeba větší ohleduplnosti, a to jak motoristů vzhledem k cyklistovi, tak cyklisty vůči motoristům, neboť cyklista patří v provozu ke slabším a zranitelnějším účastníkům silničního provozu. Uvedeme si základní pravidla a rady jak zachovat co největší bezpečnost.

2.3.1 Zvláštní ustanovení pro jízdu nemotorových vozidel

Kromě všeobecných předpisů platných pro všechny účastníky provozu předepisuje Zákon č. 361/2000 Sb., §57 a §58 i zvláštní ustanovení pro jízdu na jízdním kole.

„Na vozovce se na jízdním kole jezdí při pravém okraji vozovky; nejsou-li tím ohrožováni ani omezováni chodci, smí se jet po pravé krajnici.”[54] Při jízdě spolu s automobily je bezpečné zachovávat si zdravou asertivitu, dodržováním dostatečného odstupu od okraje vozovky, jinak je cyklista pro ostatní účastníky hůře viditelný. Při pohybu na samém okraji vozovky není řidič, objíždějící cyklistu jako překážku, ničím nucen vybočit ze svého směru, nechává-li mu cyklista dostatek prostoru. Tím se sám vystavuje nebezpečí, neboť jej řidič mívá s mnohem menším odstupem a cyklista si tak sám omezuje manévrovací a únikový prostor, který potřebuje při výskytu překážky, jakou může být kanál či díra ve vozovce viz obr. 1a). Pokud je v ulici zavedeno podélné parkování, těsné míjení zaparkovaných vozidel opět vytváří potenciální nebezpečí nárazu do náhle otevřených dveří viz obr. 1 b).



Obr. 1: Nebezpečí při jízdě příliš blízko pravého okraji vozovky [3]

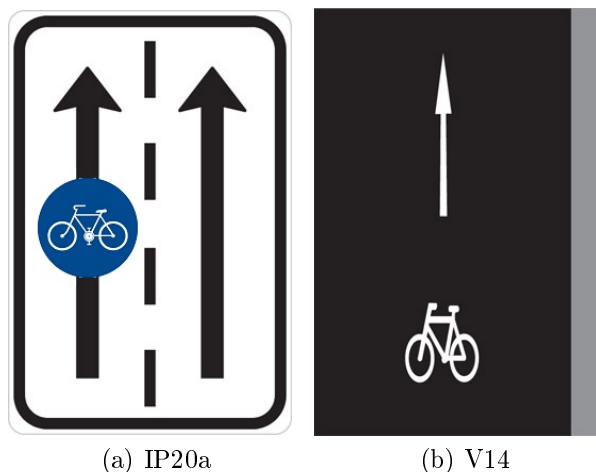
V provozu se lze setkat se situacemi, kde je nejbezpečnější nedodržovat pravidlo pohybu u pravého okraje, ale zabrat celý pruh a zařadit se mezi ostatní vozidla. Takové situace nastávají zejména v místech zúžení komunikace. Může se jednat například o okolí nástupního ostrůvku či menší kruhový objezd. Cyklista tak předchází potenciálně nebezpečné situaci, kdy jej může motorista ohrozit. Této myšlence dávají za pravdu i odborníci z centra dopravního výzkumu, kteří navrhuji změnu pro znění zákona příslušného paragrafu. [38]

„Pohybují-li se pomalu nebo stojí-li vozidla za sebou při pravém okraji vozovky, může cyklista jedoucí stejným směrem tato vozidla předjíždět nebo objíždět z pravé strany po pravém okraji vozovky nebo krajnicí, pokud je vpravo od vozidel dostatek místa; přitom je povinen dbát zvýšené opatrnosti.” [54] Dodatek o zvýšené opatrnosti je zde zcela na místě. Vytvoří-li se z důvodu červeného světelného signálu na křižovatce kolona vozidel, může ji cyklista, dle výše uvedeného zákona, objet zprava. Přitom by však měl počítat s tím, že vozidlo stojící v koloně může odbočit vpravo (např. do vjezdu) nebo se mohou otevřít dveře u spolujezdce. Velmi důležité je také to, kam se v koloně cyklista zařadí. Nejbezpečnější je zařadit se před úplně první vozidlo stojící na křižovatce. Na některých křižovatkách je pro tyto případy vyhrazen prostor, viz kap. 2.3.2. Je důležité, aby motorista o přítomnosti cyklisty věděl. Kdyby cyklista zastavil vedle vozidla, nemusí jej motorista zaznamenat a v případě, že motorista odbočuje z křižovatky doprava, může rovněž jedoucího cyklistu ohrozit. Pokud není možné zařadit se před první vozidlo, měl by se cyklista podobně zařadit před jiné vozidlo stojící v koloně.

2.3.2 Prostor zřízený pro cyklisty a dopravní značení

„Je-li zřízen jízdní pruh pro cyklisty, stezka pro cyklisty nebo je-li na křižovatce s řízeným provozem zřízen pruh pro cyklisty a vymezený prostor pro cyklisty, je cyklista povinen jich užít.” [54]

Vyhrazené jízdní pruhy představují základní integrační opatření dopravy, která mají za cíl zajistit vybraným účastníkům dopravy rychlejší a plynulejší jízdu odděleně od běžné automobilové dopravy. To platí zejména pro pruhy vyhrazené pro vozidla městské hromadné dopravy či taxi. V případě vyhrazených pruhů pro cyklisty je jejich smyslem také zvýšení ochrany cyklistů při průjezdu hlavním dopravním prostorem. Minimální šířka cyklopruhu je 1 metr. Tento pruh je vždy vyznačen vodorovným i svislým dopravním značením viz obr. 2.



Obr. 2: Svislé a vodorovné dopravní značení vyhrazeného jízdního pruhu pro cyklisty [20]

Principem ochrany cyklisty pohybujícího se ve vyhrazeném pruhu, jsou zákony platné pro jízdu ve zvláštních případech. „Je-li vyznačen jízdní pruh dopravní značkou "Vyhrazený jízdní pruh" pro určitý druh vozidel, platí pro řidiče ostatních vozidel obdobně § 13 odst. 2.” [54]: „Na tramvajový pás v úrovni vozovky se smí v podélném směru vjet jen při objíždění, předjíždění, odbočování, otáčení, vjíždění na pozemní komunikaci, nebo vyžadují-li to zvláštní okolnosti, například není-li mezi tramvajovým pásem a okrajem vozovky dostatek místa; tramvajový pás zvýšený nad nebo snížený pod úroveň vozovky nebo od vozovky jinak oddělený například obrubníkem se smí přejíždět jen příčně, a to na místě k tomu přizpůsobeném. Při vjíždění na tramvajový pás nesmí řidič ohrozit ani omezit v jízdě tramvaj.”[54]

Dalším druhem vyhrazených jízdních pruhů jsou pruhy sdílené. Sdílené jízdní pruhy vznikají tam, kde je šířka pozemní komunikace omezena. Zpravidla jde o pruhy vyhrazené pro vozidla městské hromadné dopravy a zároveň i pro cyklisty. Takovéto pruhy se nalézají na frekventovaných ulicích s více jízdními pruhy v jednom směru jízdy. Výhody plynoucí pro cyklisty z tohoto sdíleného pruhu jsou obdobné jako u pruhů vyhrazených pouze pro cyklisty.

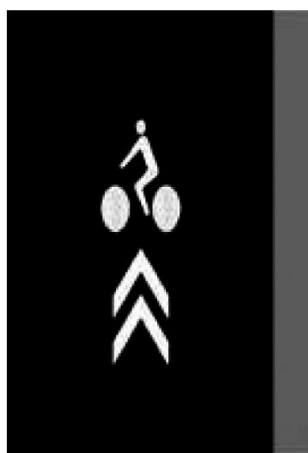
Zvláštním případem je vodorovné značení "Prostor pro cyklisty" viz obr. 3., které vyznačuje prostor určený pro cyklisty čekající na světelný signál "Volno".[44]



Obr. 3: V19 Prostor pro cyklisty [20]

Tento prostor plní svou funkci pouze ve chvíli, kdy se na křižovatce vytvoří kolona a cyklista ji předjíždí zprava. Jak už jsem psal v kap. 2.3.1. je pro cyklistu nejbezpečnější, když stojí na křižovatce přede všemi ostatními řidiči a je tak pro ně dobře viditelný, což mu tento vyhrazený prostor umožňuje.

Dalším zvláštním prostorem je „Piktogramový koridor pro cyklisty“ viz obr. 4a), který vyznačuje prostor a směr jízdy cyklistů a řidiče motorových vozidel upozorňuje, že se nachází na pozemní komunikaci se zvýšeným provozem cyklistů.[45] Důležité je uvědomit si, že neplní funkci vyhrazeného pruhu, neplynou z něj pro účastníky dopravního provozu žádná práva ani povinnosti, pouze naznačuje stopu průjezdu cyklisty. Obdobnou funkci upozorňující na častější výskyt kol v provozu je svislá výstražná značka A19 cyklisté, viz obr. 4b).



(a) V20 Piktogramový koridor pro cyklisty



(b) A19 cyklisté

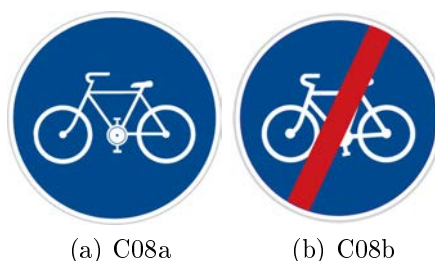
Obr. 4: Značky upozorňující ostatní motoristy na zvýšený provoz cyklistů[20]

Speciální výjimkou, která náleží pouze cyklistům je obousměrný pohyb v ulici s jednosměrným provozem tam, kde je to dovoleno dodatkovou dopravní značkou umístěnou pod značkou upozorňující na jednosměrný provoz. Cílem tohoto opatření je zlepšit průjezdnost města a větší volnost cyklisty při volbě trasy. Jejich zavádění je však problematické a ve společnosti zatím i rozporuplné. Motorista naproti jedoucího cyklistu vidí a prakticky

vždy je dostatek místa pro vzájemné míjení. Nebezpečné situace nicméně mohou vznikat na křižovatkách. Řidiči křižující ulici s jednosměrným provozem očekávají vozidla jen z jedné strany a může tak cyklistu vyjíždějícího z protisměru ohrozit. Je třeba motoristy řádně informovat, aby si na cyklisty v protisměru zvykli.

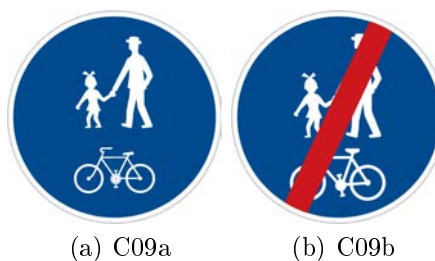
Nejrozšířenějším druhem vymezeného prostoru jsou tzv. cyklostezky. Jedná se o pozemní komunikaci, která je od hlavní vozovky fyzicky oddělena (obrubníkem, dělicím pásem, pásem zeleně atd.) a na které je vyloučena automobilová doprava. Je tak umožněn zcela oddělený provoz. Často vede skrze parky, podél řek či mimo souvisle zastavěná území. Jsou rozeznávány tři druhy cyklostezek.

1. Stezka pro cyklisty



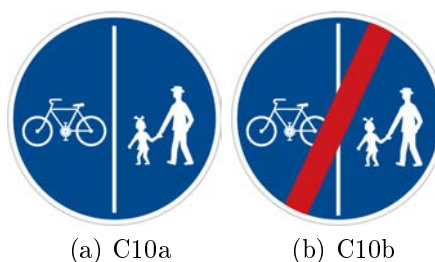
Obr. 5: Začátek a konec stezky pro cyklisty [20]

2. Stezka pro chodce a cyklisty se společným provozem



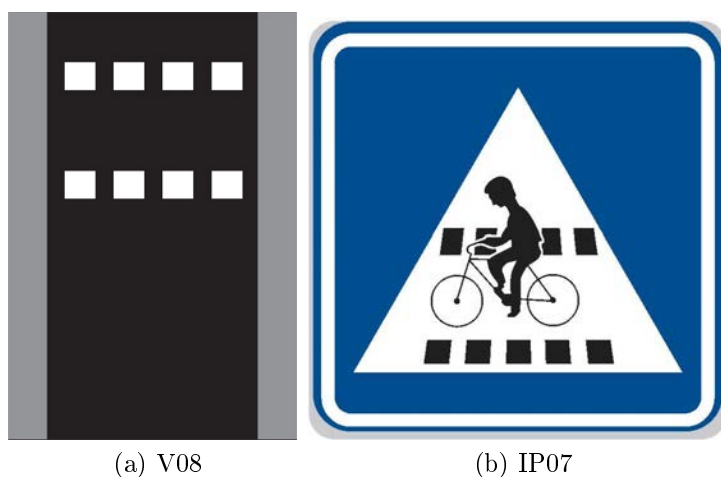
Obr. 6: Začátek a konec stezky pro chodce a cyklisty se společným provozem [20]

3. Stezka pro chodce a cyklisty s odděleným provozem



Obr. 7: Začátek a konec stezky pro chodce a cyklisty s odděleným provozem [20]

Přejezd pro cyklisty je posledním důležitým zřízeným prostorem, jehož úkolem je umožnit cyklistovi přejet na kole vozovku. Bývá přimknutý k přechodu pro chodce a je označen vodorovnou dopravní značkou V08 viz obr. 8a), nebo svislou dopravní značkou IP07, viz obr. 8b). Pokud není vyznačen, cyklista je povinen sesednout z kola a vozovku přejít. Důležité je uvědomit si, že motorista není povinen umožnit cyklistovi přejet přejezd, tak jako je tomu u chodců na přechodu pro chodce.

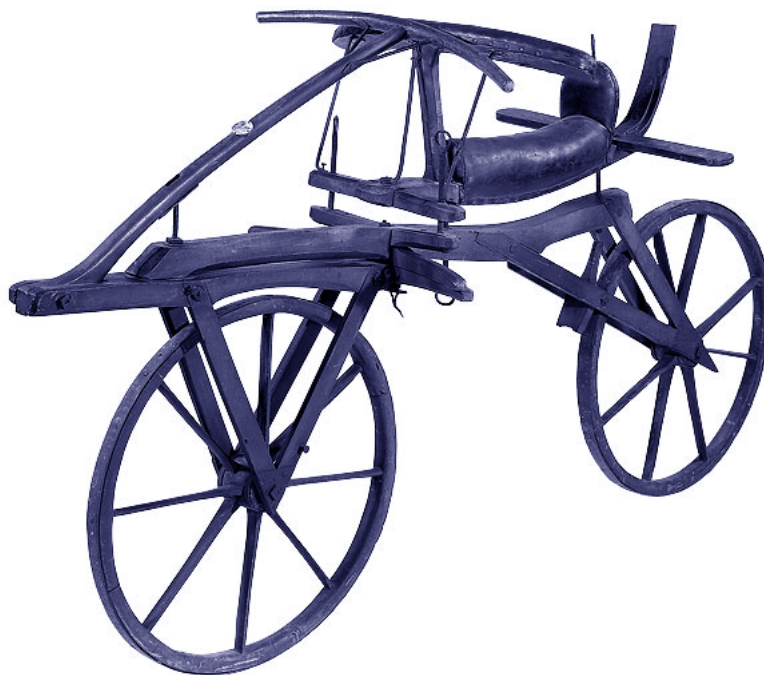


Obr. 8: Značení přejezdu pro cyklisty [20]

3 Historický vývoj jízdního kola

První jednostopé vozidlo se dvěma koly, z nichž přední je řiditelné, poháněné lidskou silou a vyžadující rovnováhu jezdce je datováno do 19. století [25]. Toto prvenství náleží německému baronovi Karl von Drais, a bylo patentováno v lednu roku 1818. První zaznamenaná jízda byla podniknuta však již 12. června 1817, kdy na ní Karl Drais ujel vzdálenost 13 km za méně než jednu hodinu, což vyvolalo o toto vozidlo nemalý zájem. Podle jména vynálezce se mu začalo říkat „*Draisine*” (česky Drezína), nebo též „*Vélocipède*” (česky Velocipéd), který zavedl francouzský vynálezce Nicéphore Niépce v roce 1818.

Tento stroj lze označit za předchůdce jízdního kola, byť je jeho konstrukce od dnešního standardního kola dosti odlišná. Bylo postavené téměř výhradně ze dřeva s dřevěnými loukoťovými koly, jenž byly po obvodu obepnuty železným páskem. Přední kolo bylo otočně upevněno na čepu a ovládáno pomocí dřevěných řidítek. Pohon zajišťoval jezdec jednoduchým odrážením od země.



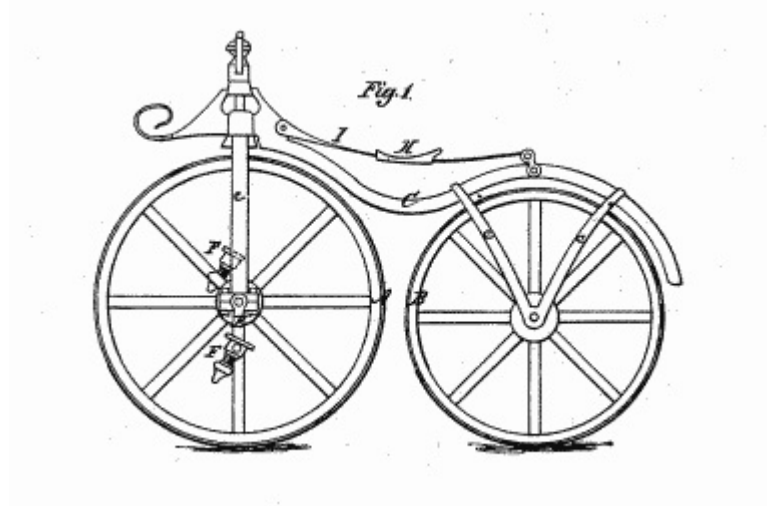
Obr. 9: Draisienne 1817 [19]

Následujícím evolučním krokem byla změna pohonu kola. Prvním autorem byl, jak udává zdroj [50], v roce 1839 skotský kovář Kirkpatrick Macmillan, který pohon zajistil pomocí kývání klik, jenž přes tyče poháněly zadní kolo, viz obr. 10.



Obr. 10: Kolo poháněné kýváním klik 1839 [25]

Druhým vývojovým stupněm pohonu byly kliky s pedály. Původce této myšlenky je dodnes sporný. Herlihy [25] však usuzuje, že s tímto způsobem pohonu přišel v roce 1863 Pierre Lallement viz obr. 11. Jezdec šlapáním poháněl přední kolo, s jehož náboji byly kliky napevno spojené.



Obr. 11: Velociped Pierra Lallementeho 1863 [50]

Šlapání se ukázalo jako mnohem efektivnější a jednodušší způsob pohonu velocipedu a umožňovalo dosahovat jezdcům mnohem vyšší rychlosti. Popularita velocipedů rostla, a tak není divu, že na sebe podnikatelský záměr nenechal dlouho čekat. První firma zabývající se masovou výrobou velocipedů vznikla v Paříži v roce 1865 nesla název „*Michaux et Cie*”. S úspěchem firmy rychle přicházely i inovace velocipedu. Dřevěný rám byl nahrazen rámem ze slitiny železa, kovové obruče kol vystřídala pryž, kola však byla drahá, což bránilo jejich rozšíření.

Při vyšších rychlostech jezdců omezovala vysoká kadence šlapání. Jízda na kole tak byla únavná a rychlé šlapání způsobovalo nestabilitu jízdy. Bylo zapotřebí zvýšit převod. S klikami připevněnými k náboji kola byla jen jedna možnost a to zvětšování průměru hnaného kola. Za otce tzv. „*High Wheel*” (česky Vysoké kolo) je považován angličan James Starley, který započal s výrobou vysokého kola v roce 1870. Základem byly inovace nesoucí znaky moderních kol. Ocelový rám s dutých tyčí, zapletená kola s pryžovými obručemi

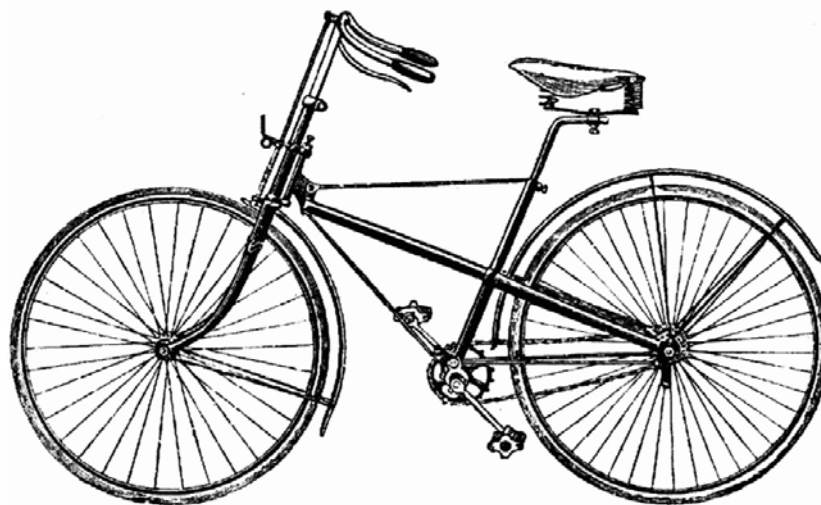
a čelistové brzdy, jenž činily jízdu mnohem pohodlnější a bezpečnější. Přední poháněné kolo nabývalo průměru až 1,5 m, což umožňovalo dosáhnout jezdcí vysoké rychlosti. Cena kola se v té době začíná snižovat a je tak dostupnějším pro širší veřejnost. Poprvé se také objevuje název „*Bicycle*” a oblíbenost dokazují i první cyklistické závody.



Obr. 12: Bicykl Jamese Starleyho 1870 [52]

Velkou nevýhodou však stále zůstávala nutnost šlapání a zároveň natáčení předního kola. Také vysoko položené těžiště v kombinaci s rychlostí bylo pro méně zkušené jezdce nebezpečné. Pády a zranění byla velmi častá. Nebezpečnost kola je patrná i z názvu nástupce, který měl nahradit vysoké kolo.

Nazývá se „*Safety bicycle*” (česky Bezpečný bicykl) a je nejdůležitějším evolučním krokem ve vývoji kola, jak udává [52]. Na svět jej v roce 1885 přivedl John Kemp Starley, synovec Jamese Starleyho. Dosáhl cíle nabídnout bezpečný a spolehlivý bicykl široké veřejnosti. Tento první komerčně úspěšný bicykl nesl název „*Rover*”. Konstrukce vykazovala rysy, se kterými se setkáváme dnes na moderních kolech. Ocelový trubkový rám, stejně velká zapletená kola s velopláštěm (až od roku 1888), přední kolo řiditelné, uložené v ložiscích v hlavové trubce rámu, zadní kolo poháněné přes pastorek řetězovým převodem od převodníku připevněného na klikách uložených ve středové ose rámu, nastavitelná výška řídítek i sedla, blatníky a další viz obr. 13.

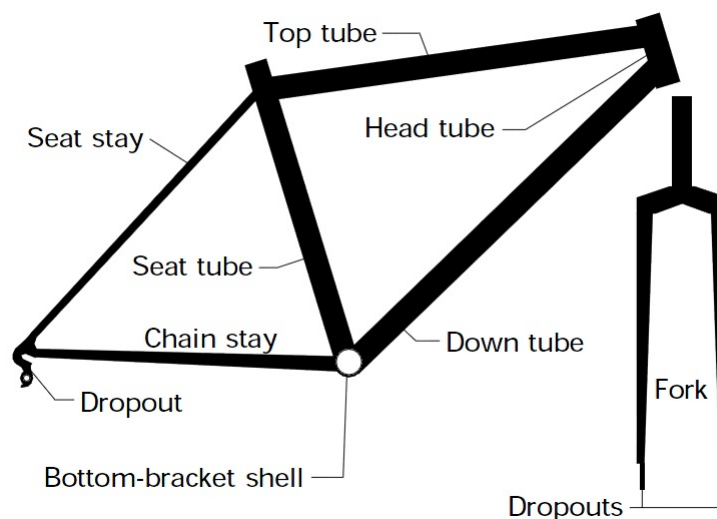


Obr. 13: Safety Bicycle 1885 [52]

Nízko položené těžiště, řetězový pohon a pláště přinesli rapidní zvýšení komfortu při používání kola a spolu s mnohem vyšší bezpečností a nízkou cenou zajistili jeho rychlé rozšíření. Cyklistika na přelomu 19. a 20. století zažívá boom. Kolo začíná být vnímáno nejen jako dopravní prostředek, ale také jako prostředek pro volný čas a zábavu. Změna pomalu nastává s příchodem automobilu, který se postupně stává preferovaným dopravním prostředkem. I přesto však oblíbenost kol zůstala a vývoj se nezastavil. Přichází první měniče převodů, výrobci optimalizují rámy tak, aby byli dostatečně tuhé a zároveň lehké, přichází nové materiály a technologická řešení. Postupně se začínají rozlišovat různé typy kol pro specifické použití, vznikají nová odvětví cyklistiky, jenž v sobě odráží módu i životní styl.

4 Základní pojmy prvků konstrukce kola

V dalších kapitolách budu pracovat s pojmy pro popis částí konstrukce rámu i ostatních komponent, které nemusejí být běžně známé. Uvedu anglické výrazy, neboť z nich vychází i označení pro geometrii rámu, tak jejich české ekvivalenty. Základní názvosloví rámu ukazuje obr. 14.



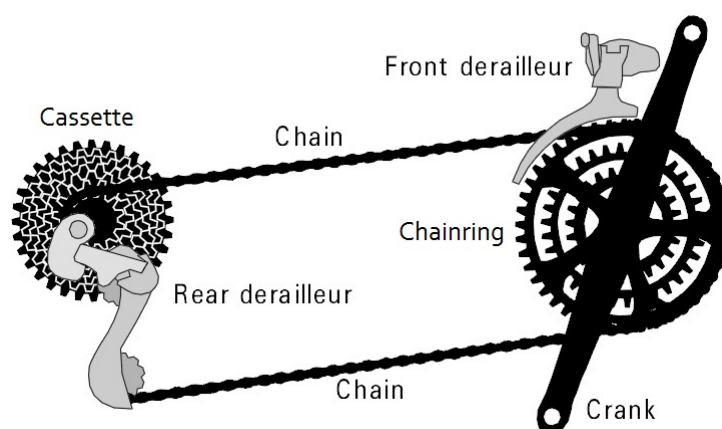
Obr. 14: Základní názvosloví rámu [5]

Překlad anglických názvů do používaných českých výrazů viz tab. 2.

Top tube	Horní trubka
Down tube	Dolní trubka
Head tube	Hlavová trubka
Seat tube	Sedlová trubka
Bottom-bracket shell	Střed
Chain stay	Řetězová vzpěra
Seat stay	Sedlová vzpěra
Dropouts	Koncovky
Fork	Vidlice

Tab. 2

Základní názvosloví pro pohon kola, viz obr. 15



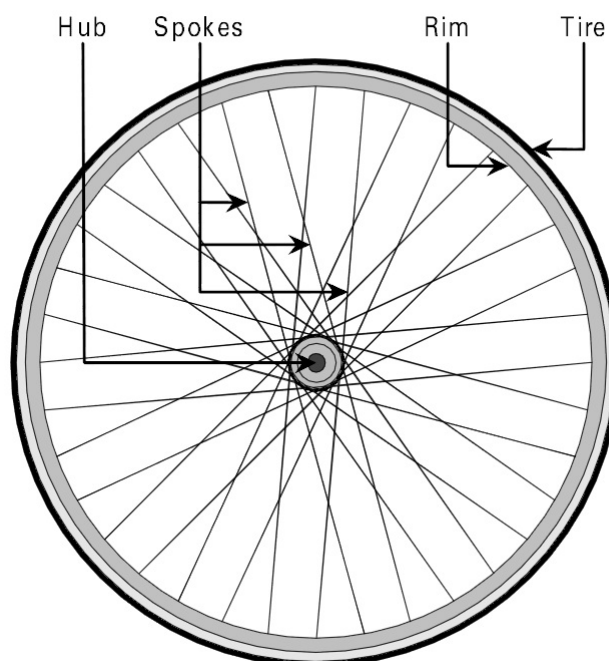
Obr. 15: Základní názvosloví pohonu [5]

Překlad viz tab. 3.

Chain	Řetěz
Chainring	Převodník
Cassette	Kazeta
Crank	Klika
Front derailleur	Přesmykač
Rear derailleur	Přehazovačka

Tab. 3

Základní názvosloví zapleteného kola, viz obr. 16



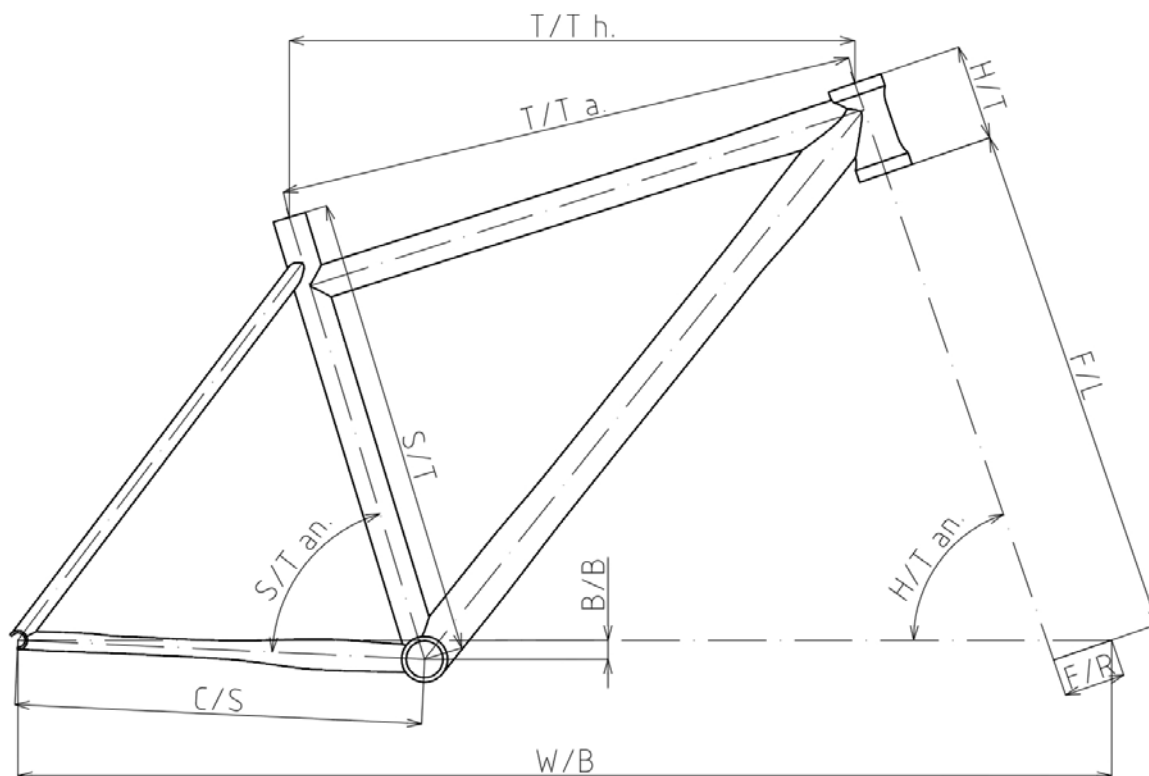
Obr. 16: Základní názvosloví kola [5]

Překlad viz tab. 4.

Hub	Náboj
Rim	Ráfek
Tire	Plášť
Spokes	Paprsky (výplet)

Tab. 4

Základní názvosloví geometrie rámu, viz obr. 17.



Obr. 17: Názvosloví geometrie rámu

Popis jednotlivých rozměrů je uveden v tab. 5.

S/T	Seat tube	Délka sedlové trubky
T/T h.	Top tube horizontal	Horizontální délka horní rámové trubky
T/T a.	Top tube actual	Skutečná délka horní rámové trubky
H/T	Head tube	Délka hlavové trubky
F/L	Fork lenght	Délka vidlice
F/R	Fork rake	Předsunutí vidlice (offset)
C/S	Chain stay	Délka řetězové vzpěry
S/T an.	Seat tube angle	Úhel sedlové trubky
H/T an.	Head tube angle	Úhel hlavové trubky
W/B	Wheel base	Rozvor kol
B/B	Bottom bracket	Snížení středu

Tab. 5

5 Zhodnocení konstrukcí městských kol

Městská kola jsou svou konstrukcí a osazenými komponenty přizpůsobena k užívání jako dopravního prostředku pro přesun na kratší vzdálenosti po městě, za denními povinnostmi, do zaměstnání či školy. Tím se diametrálně odlišují od kol sloužících ke sportu a rekreaci.

5.1 Sportovní versus městské kolo

K základním odlišnostem patří zejména geometrie rámu kola, která určuje jízdní vlastnosti kola a také polohu cyklisty. U sportovních rámu je geometrie kola zaměřena na maximální výkon a perfektní ovladatelnost kola, u městských kol jde spíše o pohodlí cyklisty. Vše se odvíjí od polohy cyklisty, kterou zaujímá na kole. Pro sportovní využití je to velký předklon jezdce, pro komfort jízdy je naopak průvodním znakem vzpřímená jízda. Také komponentově jsou na tom sportovní a městská kola odlišně. Pro sport je kladen důraz na odolnost, funkčnost i při těžkých podmínkách a zároveň nízkou váhu kola. Tomu odpovídá i chudší vybavení co se komfortu týče. Naproti tomu je u městských kol výbava zaměřena na komfort a prvky pasivní bezpečnosti, jakými jsou blatníky, osvětlení atd.

K vytvoření seznamu městských kol je nejdříve nutné zvolit rozdělovací kritérium. Vzhledem k zaměření této práce budu rozlišovat jednotlivé typy městských kol dle konstrukce a specifikace rámu.

5.2 Koncepce rámu

5.2.1 Diamantový rám

Základní konstrukcí je tzv. diamantový rám, který se používá na drtivě většinu všech typů kol, nejen městských. I variací tohoto rámu je nespočetně. Základní koncepce je tvořena dvěma prvky připomínající trojúhelníky. Přední tzv. trojúhelník je tvořen horní a dolní rámovou trubkou, které jsou v přední části spojené s hlavovou trubkou. Směrem dozadu se rozšiřují, horní trubka je spojena se sedlovou trubkou v její horní části, spodní trubka je pak přivařena ke středu rámu. Zadní trojúhelník je tvořen sedlovou vzpěrou a řetězovou vzpěrou, které se spojují v místě koncovky rámu. Zástupce moderního městského kola klasické koncepce rámu můžeme vidět na obr. 18.



Obr. 18: Cannondale Street Sport Nexus [13]

Rám této koncepce je osvědčenou konstrukcí, umožňující vysokou tuhost rámu při zachování nízké hmotnosti. Pro stanovené cíle této práce je však nevhodný. Horní rámová trubka cyklistovi zabraňuje v snadném nastupování.

Zavedeným standardem u městských bicyklů s tímto rámem je použití kol o velikosti 28" s úzkými pláště. Je tak zajištěna dobrá dynamika jízdy a malý valivý odpor úzkého pláště umožňuje snadno udržovat vyšší rychlost. Nevýhodou úzkého pláště je nižší přilnavost, nižší stabilita a zejména ve městě pak zapadnutí kola do kolejí či mezery v kanálu. Od cyklisty se tak vyžaduje dávka zručnosti a zkušeností.

5.2.2 Skládací rám

Rám skládacích kol přináší zcela odlišnou koncepci, než-li standardní diamantový rám. Skládací kola jsou svým určením zaměřena na přepravu na velmi krátkou vzdálenost v kombinaci s jiným druhem dopravy. Typickým využitím je přiblížení se k cíli cesty např. pomocí vlaku, městské hromadné dopravy či automobilu, kdy je přeprava kola výrazně ulehčena díky složení kola do kompaktních rozměrů. Poté lze kolo velmi rychle a jednoduše sestavit a zbytek cesty urazit na něm. Pro ukázkou skládacího kola jsem vybral zřejmě nejslavnějšího zástupce těchto kol, značku Brompton, viz obr. 19.



Obr. 19: Skládací kolo Brompton S2L-X [8]

Postup složení kola můžeme vidět na obr. 20.



(a)



(b)



(c)

Obr. 20: Postup složení kola Brompton [8]

Zadní stavba není pevná, ale je uložena v rotační vazbě u středu rámu a umožňuje sklopení zadního kola pod rám. Hlavová trubka je se sedlovou spojena jedinou masivní trubkou. Ta je přerušena kloubem a umožňuje tak boční přeložení rámu. Následuje složení krku vidlice, který je též vyřešen kloubově. Celý proces složení končí zasunutím sedlovky, čímž se rám zajistí proti rozložení. Posledním složitelným dílem jsou sklopné pedály, které tak umožňují další zmenšení konečných rozměrů složeného kola. Složené kolo Brompton má rozměry 585 mm x 545 mm x 270 mm (V x D x Š) [8].

Doménou skládacích kol jsou, kvůli udržení nízkých rozměrů ve složeném stavu, malá 16" kola obutá do středně širokých plášťů. Ta sice poskytují velkou citlivost ovladatelnosti

kola, ale horší je dynamika a stabilita jízdy. Malá kola také špatně překonávají větší překážky, např. výjezd na obrubník. Dalším problémem malých kol je nízký celkový převod, který tak musí být řešen velkým převodníkem. Posed na skládacím kole je prakticky vzpřímený a je uzpůsoben pro cestování na krátkou vzdálenost. Ani tento rám neshledávám jako nejvhodnější pro stanovené cíle práce. I když je nasedání na kolo jednodušší, než-li u kol se standardním rámem, rámová trubka je stále příliš vysoko nad zemí.

5.2.3 Rám s hlubokým nástupem

Rámy s hlubokým nástupem jsou podobné ráům s diamantovým rámem. Jiná je však stavba předního trojúhelníku, kde chybí horní rámová trubka. Hodí se tak pro dopravu, kdy cyklista velice často sesedá z kola a nebo pro uživatele s omezenou pohyblivostí, kterému by nasedání na kolo se standardním rámem činilo problémy. Kolo s hlubokým nástupem viz obr. 21.



Obr. 21: MyCity Tullamore [15]

Původní smysl snadného nastupování byl však jiný. Důvodem odstranění horní rámové trubky byla poptávka dam, které také chtěly ve svých šatech jezdit na kolech a dosáhnout tak rychlosti přepravy, kterou zažívali muži. Pro tento důvod se ráům s hlubokým či sníženým nástupem začalo říkat dámský rám a s tímto pojmem se lze setkat dodnes.

Geometrie tohoto rámu je upravena pro maximální komfort. Vysoko položená řídítka a nízká výška sedla zaručují vzpřímený posed. Doménou jsou menší úhly sklonu sedlové i hlavové trubky. Standardem jsou opět 28" kola s úzkými plášti. Pro zadání práce je koncepce rámu nejvhodnější, a proto se na ni více zaměřím v kapitole o konstrukci.

5.2.4 Cargo rám

Pro úplnost uvedu i posledního zástupce typu městských kol. Jsou to kola nákladní. Jejich účelem je doprava objemnějších a těžkých břemen na krátkou vzdálenost. Rám se

tak vyznačuje masivní těžkou konstrukcí, aby byla zajištěna dostatečná nosnost rámu. Již zaměřením není tato koncepce pro účely této práce vhodná. Ukázka městského nákladního kola viz obr. 22.



Obr. 22: Bottico Cargo [15]

5.3 Vidlice

Neméně důležitým prvkem v konstrukci kola je vidlice, která je otočně uložena přes hlavové složení v hlavové trubce a umožňuje tak řízení předního kola. Vidlice se u městských kol používají jak odpružené, tak pevné. Prvotní způsob použití odpružené vidlice pochází z horských kol. Cílem použití odpružených vidlic je zvýšení komfortu jízdy a zlepšení jízdních vlastností díky zajištění většího styku s povrchem při přejezdu nerovností. Charakteristikami určující vlastnosti odpružené vidlice je její citlivost, velikost a průběh zdvihu a tlumení. Pro účely městských kol nabízí nejrozšířenější výrobce SR Sutoru vidlice s označením CITY se zdvihem 40-63 mm [36], se systémem odpružení pomocí vinuté pružiny a elastomerového prvku. Při použití kola v městském prostředí je zdvih dostatečný, neboť se nepředpokládá přejezd výrazných nerovností. Pružina je ve vidlici zakomponována s předpětím tak, aby při nasednutí cyklisty na kolo nedošlo vlivem jeho hmotnosti k velkému stlačení vidlice. Citlivost vidlice, tedy moment zatížení, kdy jde vidlice do zdvihu a další průběh zdvihu je závislý právě na předpětí této pružiny a na hmotnosti cyklisty. V případě velkého předpětí pružiny a lehkého cyklisty tak může nastat situace, že vidlice bude při běžné jízdě necitlivá. A naopak u těžkého jezdce a malého předpětí pak hrozí velké ponoření vidlice. U dražších vidlic lze toto předpětí měnit a tak přizpůsobit vidlici hmotnosti cyklisty. Dalším problematickým prvkem je elastomer, který má zajistit lepší průběh zdvihu. Jedná se o pružnou hmotu s pórovitou strukturou, která je však citlivá na teplotu. S klesající teplotou elastomer tuhne a s ním tuhne i chod vidlice. Použití odpružené vidlice na městském kole je diskutabilní a záleží na kvalitě a možnosti nastavení vidlice, tedy zejména na její ceně. Nevýhodou odpružené vidlice vůči pevné vidlici je vyšší hmotnost a stárnutí kluzných částí, které při zanedbání servisu mohou způsobit vůli v odpružení a ohrozit tak přesnost ovládání kola. Další výhody pevné vidlice spočívají v nižší pořizovací ceně, nižší hmotnosti a efektivnějšímu přenosu síly od šlapání.

5.4 Pohon

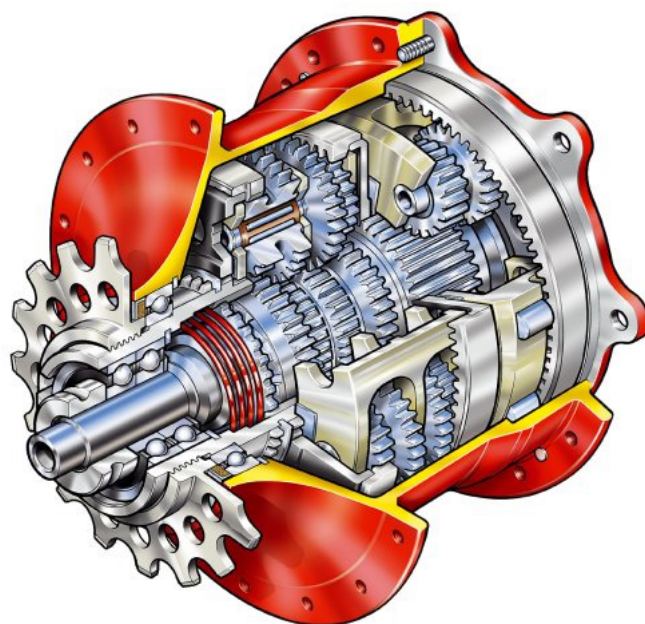
Přenos síly od klik na zadní kolo je realizován v zásadě dvěma způsoby. Buďto pomocí řetězu, anebo pomocí řemene.

5.4.1 Řetězový pohon

Zaměřme se nejdříve na standardní koncepci pohonu řetězem. Tato koncepce se poprvé objevila již v roce 1888 na tzv. bezpečném kole a dodnes je nejrozšířenějším a nejpoužívanějším druhem pohonu. Základem je hnací ozubené kolo, zvané převodník, které je pevně spojeno s klikami. Síla je pomocí válečkového řetězu převáděna na hnané ozubené kolo, zvané pastorek, které je přes volnoběžnou spojku spojené s nábojem zadního kola. Důvodem rozšířenosti tohoto způsobu pohonu je zajištění velice účinného a bezprokluzového přenosu sil při nízké váze a relativně levné výrobě jeho částí. Podle Spicera dosahuje převod pomocí válečkového řetězu účinnosti až 98,6% [34]. Za nevýhodu lze považovat nutnost údržby, zejména udržení čistoty řetězu a jeho pravidelné mazání. Zanedbání údržby se projevuje nadměrným opotřebením, neboť při provozu dochází k suchému tření mezi jednotlivými články řetězu. Časem dochází k tzv. vytahání řetězu, kdy dochází k vůli mezi válečky a jednotlivými články řetězu. Při nadměrném opotřebením řetězu pak trpí i ozubená kola a je nutné provést jeho včasnou výměnu. Pohon řetězem může být koncipován jako jednorychlostní, nebo vícerychlostní.

Jednorychlostní převod je doménou zejména starších městských kol. Výhodou je jednoduchost celého systému a nižší cena i hmotnost. Pro absenci změny převodu se však hodí jen pro přesun po lokalitách ležících v rovinnaté oblasti a je určen spíše cyklistům s dobrou tělesnou zdatností. Moderní městská kola jsou jednorychlostním převodem vybavena již jen výjimečně.

Nejčastější vícerychlostní koncepcí převodu u většiny moderních městských kol je nábojová převodovka. Systém je, stejně jako jednorychlostní provedení, založen na jednom převodníku a jednom pastorku, změna převodu je však možná díky planetové převodovce zapouzdřené v zadním náboji kola. Detail nábojové převodovky od výrobce Rohloff viz obr. 23.



Obr. 23: Rohloff SpeedHub 500/14 [30]

Městská kola jsou běžně osazována 7-mi a 8-mi rychlostními převodovkami, pro účely levnějších kol jsou pak osazovány pouze 3-rychlostní převodovky. Nejmodernější nábojové převodovky nabízí až 14 převodů. Řazení převodů je zajištěno lankem vyvedeným bowdenem na řídítka kde cyklista mění převod pomocí otočného řazení, tzv. grip shift.

Výhod tohoto systému je několik. Jednou z nich je právě zapouzdřenost tohoto systému. Tím jsou převody chráněny před mechanickým poškozením a nečistotami. Hlavní výhodou tohoto systému však spatřuji v možnosti řadit libovolný převod bez nutnosti šlapání. To je velmi užitečné pokud cyklista musí často opakovaně zastavovat a opět se rozjíždět, typicky při jízdě ve městě. Řazení je tak velmi snadné a na cyklistu nejsou kladeny vysoké nároky, co se zkušenosti a předvídatosti týče. Například při klasické situaci, jenž nastává při dojezdu na křižovatku. Cyklista s nábojovou převodovkou nemusí před křižovatkou podřazovat tak, aby byl schopen plynule se rozjet, ale může adekvátní převod zvolit až po zastavení. Dále se díky pevnému převodu nemění tzv. řetězová linie, což má za následek menší opotřebování řetězu a umožňuje použít prostorově nenáročný kryt řetězu, který chrání cyklistu před možným znečištěním.

Systém nábojové převodovky má však také své nevýhody. První z nich je nákladná údržba. Převodovka je sice zapouzdřená, nicméně i tak se nečistoty dostávají dovnitř a dochází k opotřebení součástí, které se dostávají do záběru. Nákladnost údržby spočívá právě v nepřístupnosti a složitosti systému, který uživateli znemožňuje provádět údržbu svépomocí, je proto vyžadován odborný servis. Celý náboj je mazaný olejem, který je potřeba pravidelně měnit. Při zanedbání údržby hrozí pokles účinnosti převodovky a její nadměrné opotřebení. Další nevýhodou je vysoká hmotnost tohoto systému. Dle počtu převodů se hmotnost nábojových převodovek pohybuje v rozmezí cca 1500 až 2000 g. Také cena je vyšší. Problematický je i celkový rozsah a odstupňování převodů, touto problematikou se zabývám v kap. 6.5.

Méně často využívaným avšak také velmi rozšířeným způsobem realizace vícerychlostního převodu na moderních městských kolech je koncepce změny počtu zubů pomocí

přehazování řetězu. Princip tohoto systému spočívá v osazení několika ozubených kol a výběrem převodu přehazováním řetězu pomocí tzv. měničů převodu ovládaných pomocí lanek anebo nově též elektronicky. Změna převodníku je umožněna pomocí přesmykače, který vychyluje řetěz pomocí vodítka těsně před převodníkem a určuje tak směr navíjení řetězu. Zadní měnič nebo-li přehazovačka má dvě funkce. Jednak se stará o změnu pastorku, ale také napíná řetěz, jinak by docházelo při přeřazení na menší ozubené kolo k prověšení řetězu. Napínání řetězu obstarává ramínko s vratnou pružinou a kladkami. Přes ty se řetěz navíjí na pastorek a lze tak změnou pozice přehazovačky vybírat jednotlivé pastorky. Ukázka koncepce tohoto převodu je na obr. 24.



Obr. 24: Vícerychlostní řetězový pohon SRAM X.9 2011 (2x10) [7]

Hnací část je osazována jedním až třemi převodníky, hnaná kazeta pak běžně obsahuje sedm, až deset pastorků. Je tedy zřejmé, že variant počtu zubů a celkového počtu ozubených kol je velice mnoho a převody tak mohou být zvoleny přesně na míru pro zamýšlené použití kola. Výhodou celého systému je právě velký převodový rozsah a jemné odstupňování převodů. Systém řazení má nízkou cenu i hmotnost a nevyžaduje nákladnou údržbu. Zcela bezúdržbový však není, neboť není nijak chráněn před nečistotami a je potřeba všechny pohybující se části pravidelně čistit a mazat. K údržbě nadále patří jeho přesné seřízení a s tím souvisí i hladký chod lanek v bowdenech a řazení. Samotný princip řazení klade vysoké nároky na řetěz i cyklistu a může být považován za nevýhodu, neboť ke změně převodu je nutné, aby cyklista šlapal, ale zároveň přerušil sílu záběru. Jsou tedy vyžadovány zkušenosti a cit pro včasné podřazení před překážkou či křížovatkou a lze je považovat za hlavní nevýhodu oproti nábojovým převodovkám. Dále pokud cyklista řadí v záběru, hrozí poškození měničů, nebo dokonce přetržení řetězu. Co se týče opotřebení, je tento systém mnohem více namáhán, než-li u systému, kde se řetězová linka nemění. Další nevýhodou je jeho náchylnost na mechanické poškození, časem také dochází k vůli v kloubech měničů, což má za následek snížení přesnosti a rychlosti řazení.

5.4.2 Řemenový pohon

Druhým způsobem je přenos síly od klik na zadní kolo pomocí řemenu. Pro účely cyklistiky z hlediska nežádoucího prokluzu se používá ozubeného řemenu. První kola značek Spot Brand a Nicolai s tímto systémem pohonu se objevila v roce 2008, kdy jej na trh uvedla firma Gates Carbon Drive [40]. Carbon Drive System (dále jen GDS) se skládá ze dvou ozubených kol. Hnací ozubené kolo je pevně spojeno s klikami, hnané ozubené kolo je přes volnoběžnou spojku spojeno s nábojem zadního kola, spoj tvoří speciální ozubený řemen vyrobený na bázi uhlíkových vláken. Kola s GDS jsou koncipována buď jako jednorychlostní (nebo-li s pevným převodem), nebo vícerychlostní. Pro realizaci vícerychlostního převodu je jedinou možností použití nábojové převodovky. Jako výhody oproti standardnímu řetězovému pohonu výrobce GDS uvádí dvojnásobnou životnost řemenu, nižší hmotnost, bezúdržbovost celého systému a tišší chod [24]. Nevýhody GDS spočívají v nutné rozebiratelnosti zadní stavby rámu tak, aby mohl být řemen instalován a dále je nutný napínací systém pro vytvoření správného předpětí řemenu. Další nevýhodou je cena ozubeného řemene, která se pohybuje kolem pětinasobku ceny kvalitního válečkového řetězu. Rozebiratelná koncovka rámu s napínacím systémem na obr. 25.



Obr. 25: Rozebiratelná koncovka rámu Spot Brand Rocker SS s napínacím systémem pro GDS [35]

5.5 Brzdy

Brzdy slouží ke zpomalení či úplnému zastavení kola. „Jízdní kola musí být vybavena dvěma na sobě nezávislými účinnými brzdami s odstupňovatelným ovládáním brzdného účinku.“ [46] Uvedeme si moderní typy brzd, které se používají na městských kolech.

Můžeme je rozdělit na čelistové, diskové a válečkové.

5.5.1 Ráfkové brzdy

Princip ráfkových, nebo též čelistových brzd spočívá ve vytvoření tlaku mezi brzdovými špalíky a brzdnou plochou rotujících ráfků. Tak dochází ke tření a tedy k přeměně kinetické energie v teplo. Historie mechanismů ráfkových brzd je velmi rozmanitá, nejrozšířenější variantou na městských i horských kolech je ráfková brzda s přímým tahem, nebo-li tzv. V-brake. Obě konzole jsou ovládány tahem jediného lanka, jenž jsou přes bowden vyvedeny do brzdové páky umístěné na řídítkách. Stisknutím páky dochází k tahu lanka, jenž svým pohybem zkracuje vzdálenost mezi konzolami a způsobuje jejich rotaci kolem čepu směrem k sobě. Tím dochází k přitlačení brzdových špalíků na ráfek a vytvoření velkého brzdného momentu. Ukázka V-brake viz obr. 26.



Obr. 26: Ráfková brzda typu V-brake [9]

Výhodou těchto brzd je jednoduchost celého systému, jeho nízká hmotnost i cena, snadná údržba. Špalíky působící na kratším rameni než-li lanko pak umožňují cyklistovi dobrou dávkovatelnost brzd a dovolují mu za nízkých ovládacích sil vytvořit vysoký brzdný moment.

Nevýhodou těchto brzd však je, že brzdný účinek je závislý na stavu povrchu brzdné plochy na ráfku. Při jízdě velice snadno dochází k jeho zanesení nečistotami, jakými jsou například voda, prach a bláto a brzdný účinek se tím snižuje. Jako u všech třecích brzd i zde dochází k nadměrnému namáhání a opotřebování třecích ploch. Výměna brzdových špalíků je levnou a rychlou údržbou, avšak za menší nevýhodu lze považovat opotřebování druhé třecí plochy, kterou je brzdná plocha na ráfku. Síla stěny ráfku se tak zmenšuje a časem musí dojít nutně i k výměně ráfku, tedy k přepletení celého kola. Dalším společným parametrem třecích brzd je závislost jejich brzdného účinku na teplotě. U ráfkových brzd vysoká teplota způsobuje zahřívání ráfku, což způsobuje i nárůst teploty vzduchu v duši, tím pádem nárůst tlaku, což může v extrémních případech velmi dlouhého a prudkého sjezdu vyústit až ve vyzutí patek pláště [47].

5.5.2 Diskové brzdy

Diskové, nebo-li kotoučové brzdy také patří do skupiny třecích brzd. Rozdíl je oproti ráfkovým v rozdílných činných brzdných plochách. Rotující část tvoří kotouč z nerezové oceli, pevně spojený s nábojem kola. Pevná část je tvořena brzdovým třmenem, který je připevněn k zadní stavbě rámu, v případě zadního kola či k vidlici v případě předního kola. Brzdný účinek opět ovládá cyklista pomocí působením síly na brzdové páky. Kotoučové brzdy můžeme, podle způsobu přenesení této síly a vytvoření přítlaku brzdových destiček na kotouč, rozdělit na mechanické a hydraulické. Mechanické jsou ovládané opět klasicky pomocí lanka vedeného v bowdenu. Je nutné podotknout, že se jedná o starší provedení, které se již nepoužívá. U hydraulických brzd jezdec prostřednictvím páčky spojené s pístem umístěným v těle brzdové páky vytváří tlak v uzavřeném hydraulickém okruhu. Tlak se přenáší na pístek (či více pístků) ve třmenu brzd, který přes brzdové destičky svírá kotouč, čímž dochází ke tření a vzniku brzdného účinku. Příklad hydraulické kotoučové brzdy na předním kole viz obr. 27.



Obr. 27: Hydraulická kotoučová brzda Shimano BR-M775 [7]

Kotoučové brzdy začaly nahrazovat ráfkové brzdy horských kol, kvůli následujícím výhodám. Kotouče se i při jízdě v těžkých terénních podmínkách díky své pozici tolik nezanášejí nečistotami, na rozdíl od ráfků, a poskytují tak stálý brzdný účinek. U hydraulických brzd umožňují rozdílné velikosti pístů v těle brzdové páky a třmenu brzd vytvořit velký a dobře odstupňovaný brzdný účinek za použití nízké ovládací síly. To při jízdě v terénu umožňuje jezdcovi pevně držet řídítka a brzdové páky ovládat pouze jedním či dvěma prsty. Další výhodou je lepší snášení tepelného namáhání. V případě velkého zahřátí nehrozí nebezpečí tepelného ovlivnění pláště. U kotoučové brzdy je teplo lépe odváděno, díky větší vyzařovací ploše a ventilačním otvorům. Při zvolení vhodné směsi materiálu brzdových destiček pak nemusí vysoká teplota ani příliš ovlivňovat brzdný účinek. V neposlední řadě jsou výhodou i dlouhé intervaly údržby, jednoduchá výměna brzdných destiček a jejich sebevymezení vůči kotouči, dále jednoduchá výměna brzdového kotouče a zvyšování brzdného účinku zvolením kotouče s větším poloměrem. Standardními rozměry

brzdových kotoučů jsou poloměry 140, 160, 185 a 203 mm [4].

K nevýhodám těchto brzd patří jejich vyšší váha a cena. Nutné je dokonalé odvodušnění hydraulického okruhu, jinak hrozí omezení nebo dokonce zánik brzdného účinku. Kotoučová brzda klade větší nároky jak na rám, tak také na zapletená kola. Kvůli umístění kotouče jen z jedné strany náboje je brzdým momentem výplet i náboj kola nerovnoměrně namáhán. Proto musí být tyto části dostatečně dimenzované.

Jak již bylo uvedeno, použití kotoučových brzd má svůj původ ve vyšších nárocích kladených na brzdy v terénu. Pro účely méně náročných městských podmínek je vzhledem k vyšší ceně a hmotnosti jejich použití sporadické.

5.5.3 Válečkové brzdy

Válečková brzda funguje na stejném principu jako klasická bubnová brzda. Brzdné činné plochy tvoří statické brzdové čelisti spojené přes tělo brzdy s rámem a vnitřní povrch obvodové válcové plochy spojené s rotujícím nábojem. Brzdové čelisti jsou ovládány pomocí brzdových pák prostřednictvím lanka vedeného k náboji bowdenem. Při pohybu lanka dochází prostřednictvím válečků k radiálnímu pohybu brzdových čelistí a jejich dosednutí na vnitřní plochu brzdy. Ukázka válečkové brzdy viz obr. 28.



Obr. 28: Zadní válečková brzda Shimano BR-IM80 [39]

Zřejmě jedinou výhodou tohoto systému je ochrana brzdných ploch jejich zatěsněním v těle brzdy. Brzdný účinek tak není ovlivněn vlivem nečistot v prostředí.

K nevýhodám patří jejich menší účinnost v porovnání výše uvedenými brzdami. Brzdné elementy působí na velmi malém poloměru a je nutné mezi činnými brzdnými plochami vyvinout velký tlak, aby došlo k vytvoření adekvátního brzdného momentu. Tím jsou tyto brzdy také náchylné na přehřátí a nejsou určeny pro delší namáhání např. při dlouhém sjezdu. K jejich konstrukci patří i nutné dodatečné chladičí plochy. Další nevýhodou je jejich kompatibilita pouze s omezeným počtem nábojů a celkové vyšší hmotnosti systému.

5.5.4 Protišlapná brzda

Pro úplnost tématu o brzdách je nutné uvést poslední typ brzdy objevující se na městských kolech. Je to protišlapná brzda nebo-li torpédo. Tato brzda se poprvé používala na kolech již v roce 1898 [47]. Brzda se používá pouze na zadním kole a jezdec ji ovládá zpětným

chodem klik. Přes řetěz se tento pohyb přenesse na zabírací hlavu, jenž je uložena přes kuličkový závit v náboji zadního kola. Pomocí brzdného kužele dochází k rozpírání zabírací hlavy a vzniká tak tření mezi ním a brzdovým bubnem. Materiálově se nejčastěji jedná o ocelový brzdový buben a mosaznou zabírací hlavu [47].

Výhody této brzdy jsou její jednoduché intuitivní ovládání, bezúdržbovost a ochrana činných brzdných ploch díky jejich utěsnění v náboji. Nevýhodami jsou složitost zadního náboje a malá citlivost aplikace brzdného účinku. Brzda je také náchylná na přehřívání. Tato brzda se na městských kolech stále objevuje prostřednictvím jejich integrace do nábojových převodovek.

5.6 Výbava

V předchozích kapitolách jsem se zabýval hlavními částmi konstrukce městských kol. Neméně důležité jsou však také prvky zvyšující komfort a hlavně bezpečnost kola. Legislativně je povinná výbava ošetřena vyhláškou č. 341/2002 Sb. o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Již bylo uvedeno, že kolo musí být osazeno dvěma na sobě nezávislými brzdami. Je také předepsáno zaslepení konců řídítek a minimální poloměry hran vybraných částí kola nebo jejich obalení materiálem pohlcujícím energii tak, aby nemohlo dojít k poranění vlivem ostrých přechodů. Vyhláškou jsou dále předepsány tyto prvky povinné výbavy pro zvýšení viditelnosti [46]:

1. přední odrazka bílé barvy,
2. zadní odrazka červené barvy,
3. oranžové odrazky na obou stranách pedálů,
4. oranžové odrazky na paprscích kol.

Vyhláška také dovoluje jejich nahrazení odrazovými materiály na oděvu, obuvi a bocích plášťů. V případě špatných povětrnostních podmínek a snížené viditelnosti musí být kolo osazeno světlem bílé barvy svítícím dopředu a červeným světlem svítícím či blikajícím směrem dozadu. Je-li vozovka dostatečně osvětlena, může být přerušované i přední světlo.

Z hlediska povinné výbavy je takto osazené kolo způsobilé k provozu na pozemních komunikacích. Městská kola se však dále osazují nepovinnou doplňkovou výbavou, která zvyšuje zejména komfort jízdy. V první řadě jsou to blatníky, zachycující nečistoty odlétávající od plášťů. Dále jsou to nosiče zavazadel, které ale nesmí ovlivňovat bezpečnost jízdy a omezovat pohyb cyklisty. Je dobré, aby byly na rámu připraveny patřičné návarky, pro možnost osazení těchto doplňků. Kolo může být osazeno prvky, kryjící rotující části jakými jsou řetěz, převodníky či výplet zadního kola, sloužící k ochraně oděvu cyklisty. Pro snadné opření kola slouží stojánek. Na trhu je mnoho výrobců nabízejících široký sortiment těchto doplňků, připravených pro osazení na klasický rám. Ale opakuji, že z hlediska povinné výbavy nemusí být kolo těmito prvky ze zákona vybaveno.

6 Návrh konstrukce rámu

V moderním cyklistickém průmyslu světových značek se objevují principy a postupy uplatňované např. v automobilovém průmyslu. Výzkum a vývoj rámu probíhá ve zkrácených cyklech tak, aby mohli výrobci pro každou cyklistickou sezónu připravit novinky v portfoliu svých výrobků a zaujmout tak spotřebitele. Vše je postaveno na dlouhodobých zkušenostech, schopnosti řešit nové technologické problémy, zajištěných materiálových zdrojích apod.

Má pozice je při vypracování této práce zcela odlišná a je třeba se nejdříve zaměřit na zcela elementární body při návrhu rámu. Vše začíná návrhem koncepce se snahou o specifikaci rámu a účel jeho zaměření. Dalším krokem je návrh geometrie rámu, kde hraje roli zamýšlený účel použití, neboť geometrie ovlivňuje jízdní vlastnosti kola a také polohu jezdce. Jelikož rám je kostrou budoucího kola, je třeba se dále zaměřit na normy a konstrukční požadavky tak, aby byla zajištěna kompatibilita a vzájemná zaměnitelnost všech komponent a doplňků. Konstrukční řešení rámu se tak odvíjí od návrhu vhodné velikosti kol a šíře plášťů, volby osazení brzdového systému, návrhu systému pohonu, řízení apod. Tímto je specifikace rámu dokončena a je potřeba se zaměřit na otázky materiálové a technologické, které budou základem pro okrajové podmínky zadávané při simulaci zatížení. O vypovídající hodnotě výsledků přitom rozhodují přesnost a skutečnému namáhání odpovídající okrajové podmínky. Poté je na řadě realizace zahrnující výrobní proces a také designovou vizualizaci.

Běžně probíhá procedura výroby prototypů, které prochází reálnými zkouškami a testy, což slouží pro jeho optimalizaci. Jedná se o případné zpevnění kriticky namáhaných částí, nebo naopak odlehčování v místech nízkého namáhání. Tím samozřejmě dochází k ovlivňování tuhosti rámu a redukci jeho hmotnosti a ceny. Pro uvedení na trh je nezbytné poskytnout finální verzi předprodukčního modelu pro jeho otestování nezávislými odborníky dle patřičných evropských norem. Teprve pokud rám úspěšně projde sérií bezpečnostních testů, může být spuštěna hromadná výroba a jeho uvedení na trh. Tento postup je velice nákladný a vyžaduje dávku zkušeností a citu pro stavbu rámu. Bez toho však ale nemůže výrobce rámu počítat s úspěchem a dalším rozvojem.

6.1 Somatometrie

Somatometrie je definována jako měření jednotlivých částí a proporcí lidského těla. Faktory ovlivňující efektivnost přenosu sil a zdraví jezdce jsou výsledkem porozumění anatomickým souvislostem, jedná se o složitou záležitost. Pro návrh vhodné polohy jezdce na kole a tedy i geometrie rámu se lze vydat dvěma cestami.

První z nich zahrnuje využití statisticky naměřených dat vystihující charakteristické rysy stavby a rozměry lidského těla. Přitom existují závislosti na pohlaví, věku a také na biologických odlišnostech mezi jednotlivými skupinami napříč lidské populace. Při návrhu je tedy nutná volba zamýšlené cílové skupiny. Tato metoda je vhodná pro sériovou výrobu rámu a umožňuje návrh několika velikostí rámu tak, aby bylo pokryto rozměrové rozmezí cílové skupiny.

Druhá možnost zahrnuje změření přesných rozměrů konkrétní osoby. Rozměry jsou zjišťovány mezi antropometrickými body, tedy hmatnými body na kostře. Tento způsob lépe reflektuje požadavky konkrétní osoby a rám i správná poloha posedu tak mohou být lépe optimalizovány. Nevýhodou je však omezení použitelnosti rámu pouze pro kon-

krétního uživatele a úzký okruh osob s podobnými anatomickými parametry. Vzhledem k požadavkům této práce se lépe hodí právě tato cesta.

Nejdříve je potřeba zvolit míry, které jsou pro návrh rámu nejvhodnější, a které sledovanému účelu nejlépe vyhovují. Měření by mělo probíhat na boso a v přiléhavém oblečení tak, aby skutečné rozměry nebyly příliš zkresleny. Pro přesnost některých rozměrů je vhodné použít vodováhu.

Vnitřní délka dolních končetin

Mezi hlavní míry, které je potřeba změřit patří vnitřní délka dolních končetin. Měří se vertikální vzdálenost od rozkroku k zemi při rozkročení přibližně 100 mm.

Délka trupu

Dále je třeba určit délku trupu. Osoba se posadí a měří se vertikální vzdálenost od podložky ke středu ramenního kloubu.

Rozměry horních končetin

Následují rozměry horních končetin a to jednak celé paže a také předloktí. Osoba uchopí do ruky vhodný předmět, např. krátkou tyč tak, aby bylo simulováno uchopení řídítek, předpaží a měří se vzdálenost od osy tyče po střed loketního a ramenního kloubu.

Rozměry dolních končetin

Dále změříme části dolní končetiny, tedy délku stehenní kosti, bérce a chodidla. Stehenní kost měříme od středu pánevního kloubu po střed kolenního kloubu. Délka bérce je vzdálenost středů kloubu kolene a kotníku. Při měření chodidla nás zajímá horizontální vzdálenost od středu kotníku po střed kloubu palce.

Výška postavy

Posledními rozměry jsou celková výška postavy a vertikální vzdálenost střede ramenního kloubu po zem.

Příklady měření rozměrů viz obr. 29.



(a) Vnitřní délka noh

(b) Délka trupu

Obr. 29: Ukázka správného měření vybraných rozměrů. [16]

Naměřené hodnoty

Naměřené hodnoty zvolených rozměrů najdeme v tab. 6

Měřený rozměr	Naměřená hodnota [mm]
Vnitřní délka nohy	890
Délka trupu	510
Délka předloktí	370
Délka paže	670
Délka stehenní kosti	460
Délka bérce	500
Délka chodidla	140
Výška ramen	1490
Celková výška	1805

Tab. 6: Anatomická data

6.2 Geometrie rámu a biomechanika posedu

Geometrie rámu udává, pro jaký způsob použití bude kolo určeno. Hraje důležitou roli na výsledných jízdních vlastnostech kola, ale také určuje polohu cyklisty. Správná geometrie rámu vztažená vzhledem k vlastním proporcím cyklisty je vždy kompromisem, mezi výkonem, komfortem, ovladatelností, stabilitou, rychlostí a účelností.

Dosažení správné polohy posedu na kole je jedním z nejdůležitějších faktorů ovlivňující výkon a zdraví cyklisty. Vstupním parametrem této procedury jsou výsledky změřené v předchozí kapitole. Zcela zásadní je reflektovat účel a použití systémem hledání již zmíněného kompromisu mezi výkonem, pohodlím a maximalizací účinnosti přenosu sil. Základem pro stanovení polohy jezdce je pochopení biomechanických souvislostí lidského těla. Jejich problematika je však natolik náročná, že její vysvětlení v této práci není ani jednoduchým popisem možné, neboť vyžaduje odborné lékařské znalosti.

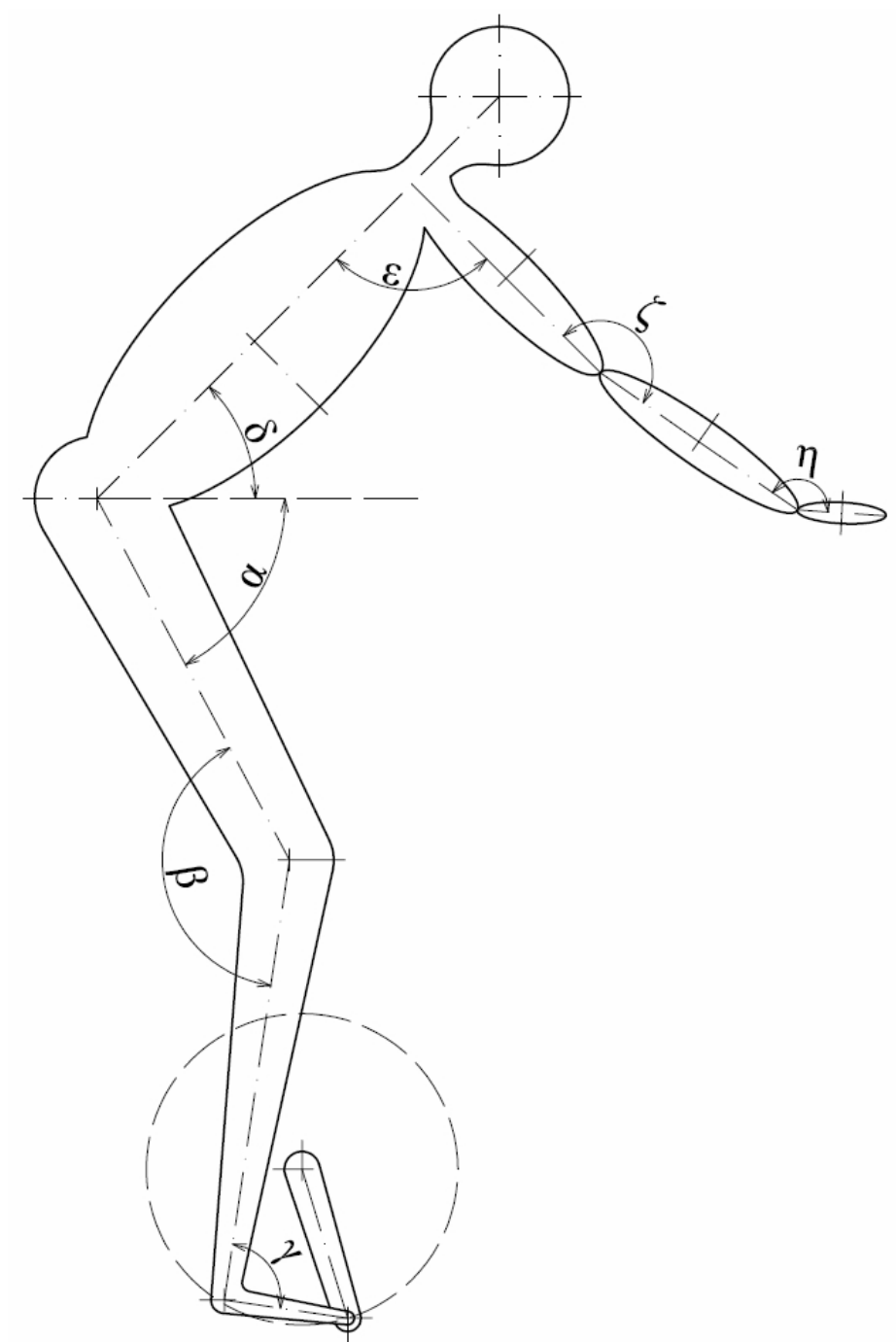
Výsledky této a také následující kapitoly byly sestaveny na základě konzultace s předním českým triatlonistou Jaroslavem Bryndou [11], který se touto problematikou zabývá a je konzultantem pro tuzemského výrobce jízdních kol RB (Racebike) a další. Dále z uvedených zdrojů i z vlastních zkušeností.

Požadavky kladené na městská kola ovlivňují geometrii zejména ve smyslu, aby kolo bylo pohodlné k používání, bylo dobře ovladatelné v městském provozu, ale také aby byl zajištěn efektivní přenos síly od šlapání na kola bicyklu.

Při správném posedu na kole mnohem později nastává únava, i delší jízda na kole není nepohodlná. Naopak špatně zvolená geometrie je zárukou bolesti zad, únavy a nadměrného namáhání kloubů i svalů. Ke správnému posedu nepatří jen vhodná velikost a geometrie rámu, ale také správná výška sedla a jeho předozadní a horizontální nastavení, délka klik, taktéž délka a sklon představce a v neposlední řadě typ řídítek, jejich šířka a úhly.

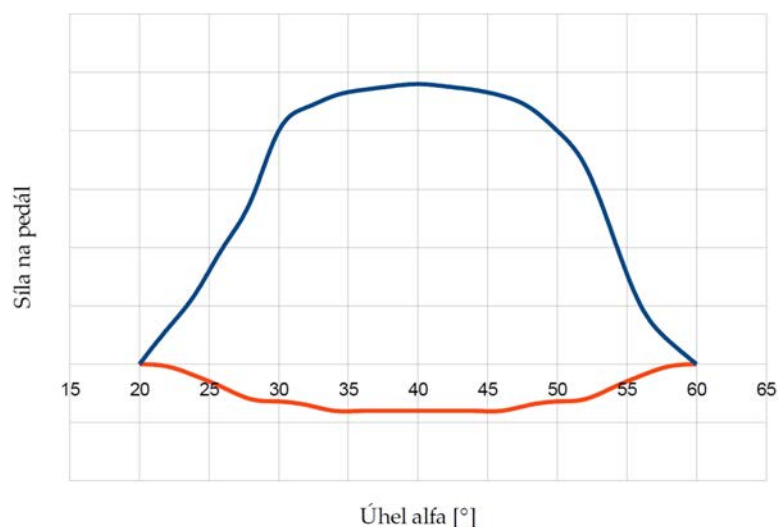
6.2.1 Biomechanický model šlapání

Základem pro stanovení správné geometrie rámu a posedu jsou vztahy mezi svalovými skupinami dolních končetin, jejichž výsledkem je vznik kroutícího momentu působením síly na pedály. Tyto síly nejsou konstantní, závisejí na vzájemné pozici stehenní a holenní části dolní končetiny a také na rychlosti pohybu. Obr. 30 ukazuje biomechanický model s vyznačenými důležitými úhly, jejichž význam bude dále podrobněji vysvětlen.



Obr. 30: Biomechanický model posedu a šlapání

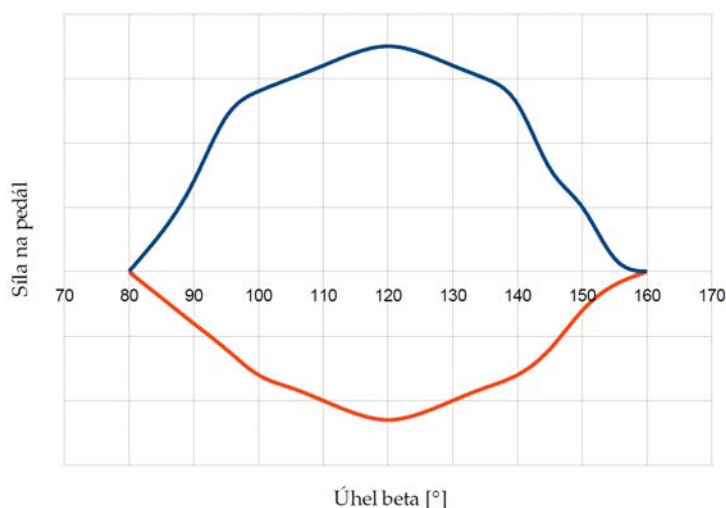
Začneme úhlem α , který svírá pomyslná osa stehenní kosti s vodorovnou rovinou. Průběh síly působící na pedál udává obr. 31.



Obr. 31: Průběh síly při extenzi (modrá křivka) a flexi (oranžová křivka) svalstva stehenní části dolní končetiny. [2]

Modrá křivka označuje sílu při extenzi svalstva, tedy průběh tlačné síly na pedál, oranžová pak flexi svalstva, tedy tažnou sílu. Je patrné, že úhel by se měl ideálně pohybovat v rozmezí hodnot 20-60°.

Úhel β je úhel svíraný pomyslnými osami stehenní a holenní části dolní končetiny. Průběh síly vyvíjený při pohybu touto svalovou skupinou je na obr. 32.



Obr. 32: Průběh síly při extenzi (modrá křivka) a flexi (oranžová křivka) svalstva holenní části dolní končetiny [2]

Posledním úhlem, který je důležitý je úhel v kotníku γ . Jak udává Vojtěchovský [43], tento úhel by ideálně měl být při šlapání neměnný a jeho hodnota velice mírně nad 90°. Při pohybu v kotníku dochází k tzv. prošlapávání a ke ztrátám energie.

Dosažení ideálních hodnot všech tří úhlů předpokládá správnou pozici chodidla na pedálu, kde by kloub palce měl ležet nad osou pedálu, a dále nastavením správné pozice sedla viz kap. 6.2.5.

Úhel δ prezentuje úhel předklonu posedu, který bude detailněji rozebrán v kap. 6.2.4.

Následující úhly se týkají horních končetin. Úhel ε představuje úhel, který svírají paže s trupem. Tato hodnota by měla být přibližně 90° . Úhel paží ζ svíraný v předloktí záleží na konkrétních požadavcích na celkový posed. Pro rekreační jízdu ale platí, že by měli být ruce v předloktí přirozeně lehce prohnuty. Posledním úhlem je úhel zápěstí η , který se měl pohybovat v hodnotách $180\text{--}145^\circ$, jinak dochází k nadměrnému přetěžování zápěstních vazů.

6.2.2 Velikost rámu

Velikostí rámu je myšlena délka sedlové trubky (S/T viz kap. 4), od osy středu po její vrchol. Je nejznámějším parametrem, se kterým se u rámu pravděpodobně setkal každý cyklista. Paradoxem je, že tento rozměr není pro samou geometrii zase tolik podstatným údajem. Jeho uvádění jako primárního údaje o geometrii rámu plyne z dřívějšího posuzování správné velikosti rámu. Ta se hodnotila vzdáleností rozkroku a standardně zcela horizontální horní rámové trubky při obkročném postoji s rámem mezi nohama. Pokud se tato vzdálenost pohybovala v rozmezí 50-100 mm, byl rám té správné velikosti. V dnešní době by se tímto údajem šlo jen velice těžko řídit, kvůli tzv. slopingu. Sloping znamená, že horní rámová trubka není vodorovná, ale směrem od hlavové trubky k sedlové se svažuje. Důvodem je menší možnost poranění citlivých partií při pádu, kompaktnější konstrukci znamenající vyšší tuhost rámu a také líbivější design.

V současnosti je vhodná velikost rámu řešena pomocí výběru z tabulkových hodnot dle celkové výšky. Hodnoty se výrobce od výrobce rámu liší. Jejich přibližné hodnoty ukazuje tab. 7.

Výška postavy [cm]	Velikost rámu [cm]	
	Silniční kolo	Horské kolo
160-165	51-53	42-47
166-170	53-55	44-49
171-175	55-57	46-51
176-180	57-59	48-53
181-185	59-61	50-55
186-190	61-63	52-57

Tab. 7: Velikosti rámu dle výšky postavy [11]

Tato tabulka však nezohledňuje případnou neproporcionalitu vnitřní délku dolních končetin vůči celkové výšce. Pro přesnější určení velikosti rámu horských kol slouží výpočtový vzorec (1) [11],

$$l_{vn} \cdot k = S/T \quad (1)$$

kde l_{vn} je vnitřní délka nohou a koeficient k nabývá hodnot 0,58 pro rekreační jízdu a 0,56 pro závodní účely. Výsledkem je velikost rámu S/T . Zvyklostí u horských kol je uvádění tohoto rozměru v palcích.

6.2.3 Úhel sedlové trubky

Používané úhly viz tab. 8.

Cestovní a městská kola	69-72°
Horská kola	72-74°
Silniční kola	73-74°
Triatlonová kola a časovkářská kola	75-80°

Tab. 8: Používané úhly sedlové trubky [11]

Zvětšování tohoto úhlu vede směrem k maximalizaci efektivnosti šlapání a výkonu, ale zároveň také ke snížení komfortu a dřívější únavy. S klesajícím úhlem cyklista přestává šlapat tzv. pod sebe, ale šlape i mírně před sebe, což sebou nese snížení efektivnosti šlapání. Naopak pozitivním dopadem je snížení těžiště, což zlepšuje jízdní vlastnosti a ovladatelnost kola. U městských kol dochází k ještě většímu snížení toho úhlu z ryze praktických důvodů. Menší úhel sedlové trubky znamená, že menší je i vzdálenost sedla od země, cyklista tak snáze došlápne na zem a není nucen při častém zastavování ze sedla sesedat. Opět je nutné zvážit všechny aspekty a volit kompromis mezi efektivností šlapání, ovladatelností, komfortem a praktičností.

6.2.4 Efektivní délka rámu

Efektivní délka rámu má bezprostřední vliv na úhlu δ , který svírá trup s vodorovnou rovinou, viz obr. 30. Jeho optimální hodnota se pohybuje kolem 45° [11]. Při tomto náklonu je trup podporován břišními i zádovými svaly a do procesu šlapání se intenzivně zapojuje i skupina hýžďových svalů. Zvyšuje se tak síla přenášená na pedál a díky širšímu rozložení zátěže mezi svalové skupiny nedochází k nadměrnému přetěžování stehenních svalů. Pro závodnické účely je tento úhel možno postupně zmenšovat až na extrémní hodnotu 0° (trup ve vodorovné poloze), z důvodu minimalizace aerodynamického odporu.

To však není případem této práce, naopak znakem jízdy na městských kolech je výrazné zohlednění hlediska komfortu a úhel δ se tak může v mezních případech dostat až na maximálních 90°. Důvodem pocitu zvýšení komfortu je uvolnění břišních a zádových svalů, které nejsou nuceny trup ve vzpřímené poloze podporovat. Zároveň dochází i k vyřazení skupiny hýžďových svalů, neboť nedochází k jejich napínání. Jízda se tak stává velmi neefektivní a dlouhodobě namáhavou neboť dochází k přetěžování ostatních svalových skupin dolních končetin a také k přetěžování meziobratlových plotének. Veškeré nárazy od nerovností povrchu jsou totiž směřovány jako tlakové síly deformující vertikálně vzpřímenou páteř. Při nahnutém trupu je páteř zpevněna břišními a zádovými svaly a namáhání páteře je výrazně menší. Nebezpečí namáhání páteře nelze podceňovat a při návrhu geometrie bude toto výše popsané riziko zohledněno na úkor ztráty komfortu.

6.2.5 Výška sedla

Nastavením špatné výšky sedla dochází k přetěžování horních nebo dolních svalů stehenních i kolenních vazů. Zároveň výrazně klesá síla působící na pedály, neboť nohy nepracují v doporučeném rozsahu viz kap. 6.2.1. Příliš vysoko nastavené sedlo navíc znamená nebezpečí pro bederní část páteře, kdy při šlapání dochází k tzv. přesýpání, nebo-li pohybu kyčlí. To má za následek střídavé nežádoucí vybočování páteře do stran, což se projevuje bolestí zad.

Samotné nastavení sedla se provádí naboso následujícím postupem. Usadíme se na sedle do přirozené polohy. Patu položíme na pedál, a klikou otočíme tak, aby se pedál ocitl v nejvzdálenější poloze od sedla (klika je v tomto bodě těsně před dolní úvratí). Noha by měla být v tomto okamžiku zcela napnutá, pokud se nastavení provádí v obuvi, tak mírně pokrčená. Šlapání s patami na pedálech nesmí vyvolat pohyb v kyčlích. Zaujme-li následně jezdec správnou polohu chodidla na pedálu, měl by být úhel β při pozici kliky těsně před dolní úvratí v rozmezí 145-155°[11].

6.2.6 Předozadní umístění sedla

„Důvodem pro její přesné nastavení je co nejefektivnější přenos síly”.[11] Před samotným nastavováním je důležité zaujmout v sedle přirozenou polohu a také správnou polohu chodidel na pedálech. Poté pootočíme s klikami tak, aby byly ve vodorovné poloze. Měření probíhá na noze, která je více vpředu. U ní by měla svislice spuštěná z vrcholu kolenního kloubu protínat osu pedálu. Pro samotné měření je možné využít např. olovnici.

„Sedlo, které je vysunuté příliš dozadu usnadňuje šlapání, lépe se udržuje frekvence šlapání, ale silový účinek je menší. Se sedlem posunutým dopředu je šlapání sice namáhavější, ale mnohem účinnější.”[11]

6.2.7 Výška řidítek

Spolu se efektivní délkou rámu ovlivňuje sklon posedu i výška řidítek. Jejich výšku lze ovlivnit buďto samotným tvarováním řidítek, nebo úhlem představce. Obecné pravidlo udává mít řidítka ve stejné výšce jako sedlo (měřeno od země). Pro efektivní jízdu sportovníjšího charakteru se pak řidítka nastavují níže než sedlo viz tab. 9.

Výška postavy [cm]	Rozdíl výšky sedla a řidítek [cm]
≥ 163	0-2
163-173	3-6
173-183	4-8
≤ 183	6-10

Tab. 9: Doporučené rozdíly výšky sedla a řidítek [11]

Doporučené hodnoty však nereflktují individuální zkrácení zadních svalů stehenních a dále také individuální flexibilitu páteře. V případě zkrácených svalů a nižší flexibility musí být rozdíl výšky volen tak, aby nedocházelo k brzkému unavení zad a jejich následnou bolest.

6.2.8 Šířka řídítek

Šířka řídítek by měla být teoreticky shodná s šířkou ramen. Šířka úchopu nesmí být v žádném případě taková, aby docházelo k sevření hrudního koše a tím pádem k omezení volnosti dýchání. Široká řídítka neomezují dýchání, navíc přispívají k lepší ovladatelnosti kola, neboť ovládací síly působí vzhledem k přednímu kolu na delší páce. Jejich nevýhodou je zhoršení aerodynamiky a horší průchodnost ve zúženích ať už v městské dopravě, nebo v terénu.

6.2.9 Délka představce

Finální polohu posedu je možné individuálně doladit volbou vhodné délky představce. Jaroslav Brynda [11] doporučuje k určení délky představce následující postup. Jezdec zaujme na správně nastaveném sedle zcela vzpřímený posed. Dále předpaží ruce tak, aby svírali s trupem úhel 90° . Zafixuje vzájemnou polohu těla a rukou a začne se pomalu předklánět. Důležité je, aby udržel rovná záda a k pohybu docházelo jen v kyčelních kloubech. Tímto způsobem by měly ruce dopadnout přímo do osy řídítek. Aby jezdec podvědomě neovlivnil průběh podle skutečné polohy řídítek na měřeném kole, měl by mít při tomto měření zavřené oči.

6.2.10 Délka klik

Délka klik má zásadní vliv na velikost celkového kroutícího momentu, který jezdec vyvine působením síly na pedály. Nejběžnější délkou klik u většiny kol je rozměr 175 mm. Pro sportovní zaměření lze délku klik optimálně zvolit. Ideální délku klik v závislosti na vnitřní délce nohy ukazuje tab. 10.

Vnitřní délka nohy [cm]	Délka klik [mm]	
	Silniční kolo	Horské kolo
≥ 75	165	170
76-80	170	175
81-85	175	177,5
≤ 86	177,5	180

Tab. 10: Doporučená délka klik [11]

6.3 Velikost ráfku a pláště

S návrhem geometrie rámu bezprostředně souvisí velikost kol. Jak již bylo popsáno, zavedeným standardem u většiny městských kol jsou 28" kola obuta do úzkých plášťů a odpružená vidlice. Důvod osazení odpružené vidlice spočívá ve snaze zvýšení komfortu jízdy, neboť čím užší plášť, tím větší musí být tlak v plášti a tím klesá jeho schopnost tlumit nerovnosti.

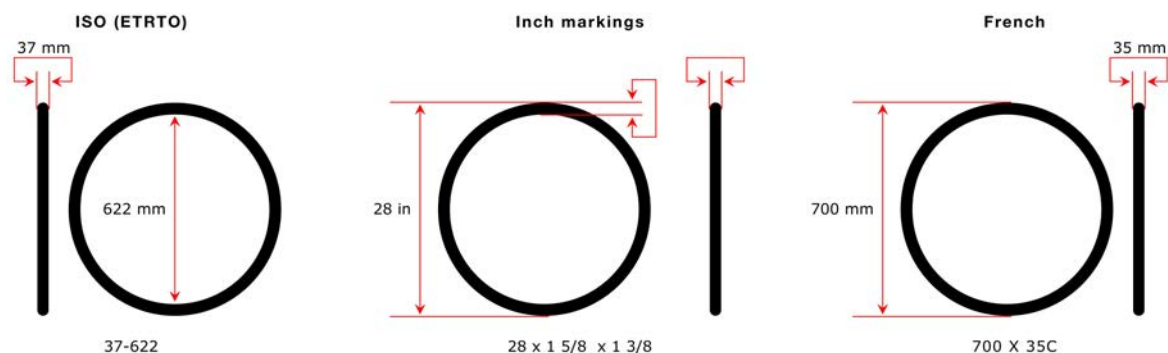
V rámci návrhu jsem se rozhodl zvolit kombinaci obutí širokých plášťů a pevné vidlice. Tato varianta dle mého názoru lépe koresponduje s cílem této práce. Široké pláště poskyt-

nou jezdci vyšší stabilitu i komfort, neboť při zachování vhodné styčné plochy mohou být huštěny na mnohem nižší tlak a přitom si zachovají nižší hodnoty valivého odporu, viz kap. 6.3.2. Další důvod pro volbu širokého pláště shledávám v nástrahách městského provozu jakými jsou např. koleje a kanálové poklopy. Při přejezdu těchto nerovností s úzkým pláštěm hrozí riziko uvíznutí pláště v mezeře a pádu. Dalším rizikem může být přejezd, ve městě se velice často objevujících, dlážděných ulic. S těmito riziky se široký plášť vypořádá mnohem lépe a neklade vysoké nároky na cyklistu, který se tak může věnovat dopravní situaci.

Jak bylo popsáno v úvodu této kapitoly, zavedeným standardem u většiny městských kol jsou úzké pláště o průměru 28". V rámci návrhu volím široké pláště a menší průměr 26". Menší průměr ráfku umožňuje zaplétení tužších kol, při menší celkové hmotnosti, v porovnání se zapletenými koly pro rozměr 28". Jezdec tak překonává menší setrvačné síly rotačních hmot. Menší kola v závislosti na výšce pláště případně umožní další snížení úrovně středu, tedy snazší nástup pro uživatele a také nepatrné snížení těžiště. Výhodou je také širší výběr plášťů pro rozměr 26", co se týče rozmanitosti vzorku.

6.3.1 Volba pláště

Označování velikosti plášťů je standardizováno normou ISO 5775 [51]. Tento systém byl zaveden organizací ETRTO (European Tyre and Rim Technical Organisation). Souběžně je však stále užíván i starší britský a francouzský systém značení. Význam hodnot jednotlivých standardů ukazuje obr. 33.



Obr. 33: Systémy značení plášťů [51]

Prvním kritériem volby vhodného pláště je bezesporu povrch, na kterém bude kolo jezdit. Použití jízdního kola pro pohyb ve městě předpokládá hladký a zpevněný povrch, kde je přilnavost více závislá na velikosti styčné plochy. Proto je vhodnější méně členitý a hladší vzorek. Druhým kritériem jsou vhodné rozměry pláště, které jsou určeny průměrem a šířkou ráfku.

Pláště budou voleny z katalogu výrobce Schwalbe pro rok 2011 [32]. V důsledku výhod širších plášťů uvedených v kap. 6.3 se mi jeví nejlepší volbou pláště tzv. balónové koncepce. Jedná se o speciálně široké pláště konstruované pro nízký tlak se vzorkem určeným pro asfaltový povrch. Výrobce [32] uvádí, že pro komfortní a bezpečnou jízdu se doporučený tlak pohybuje mezi 1,5-2,5 bar. Při těchto hodnotách údajně dosahuje stejného valivého odporu, jako standardní trekingový plášť široký 37 mm nahuštěný na 4 bar.

Problematika valivého odporu bude rozebrána v kap. 6.3.2. Z nabídky vybírám model Big Apple. Dostupné rozměry pro průměr 26" ukazuje tab. 11.

ETRTO [mm]	[inches]	Hmotnost [g]
50-559	26x2,00	790
55-559	26x2,15	850
60-559	26x2,35	895

Tab. 11: Dostupné velikosti pláště Big Apple [32]

Výhody komfortu a dobrého odvalování jsou vyváženy nevýhodami v podobě vyšší váhy a většího vzdušného odporu. Úspora váhy až 160 g je možná volbou některé z odlehčených verzí, které mají místo drátěné kevlarovou patku a sníženou tloušťku boků pláště a také jinou směs. Pro vyšší bezpečnost mají všechny modely Big Apple na bocích pláště odrazové proužky.

Uživatel kola může samozřejmě upřednostnit i zcela opačný přístup. Tedy za cenu ztráty komfortu jízdy zvolit velice rychlý úzký plášť s menším vzdušným odporem. Vhodnými kandidáty jsou z nabídky Schwalbe modely Marathon, začínající šířkou 40 mm, či závodní slick Kojak v šířce již od 35 mm.

6.3.2 Odpor pláště

Odpory jsou síly, které působí proti pohybu kola. Celkový odpor pláště lze rozdělit na odpor valivý a odpor vzdušný.

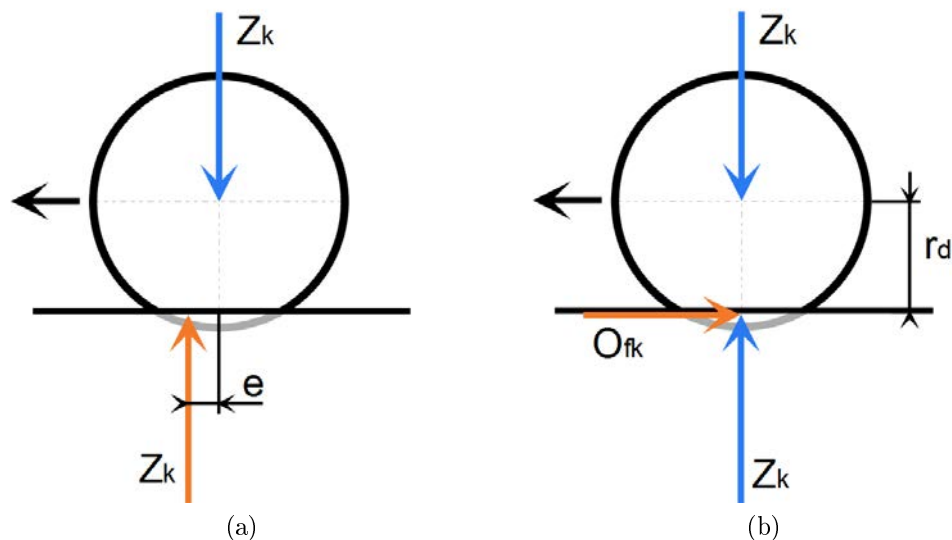
Vzdušný odpor vzniká vířením proudnic kolem pláště a lze jej popsat rovnicí (2) [42],

$$O_v = c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_r^2 \quad (2)$$

kde c_x je koeficient odporu vzduchu, ρ je hustota vzduchu, S_x je celková čelní plocha pláště a v_r je náporová rychlost. Jak udává výrobce pláště Schwalbe [33], do rychlosti 20 km/h je vzdušný odpor nepatrný a dominuje valivý odpor pláště. Při rychlosti nad 20 km/h se však vzdušný odpor stává hlavní složkou celkového odporu a rychle narůstá s kvadrátem náporové rychlosti.

Valivý odpor vzniká deformací pláště a je závislý na celé řadě faktorů. Patří mezi ně konstrukce a směs pláště, průměr i šířka pláště, vzorek a další.

„Pneumatika se stýká s vozovkou v určité ploše, kterou nazýváme stopou. V přední části stopy ve směru valení dochází ke stlačování obvodu pneumatiky do roviny vozovky a v zadní části se obvod opět vyrovnává do kruhového tvaru. Vlivem ztrát v pneumatice, které se mění v teplo, jsou síly potřebné ke stlačení větší, než síly jimiž působí pneumatika na vozovku při navracení do kruhového tvaru (hystereze). Měrné tlaky v přední části stopy jsou tedy větší než v zadní části, a proto výslednice elementárních sil ve stopě pneumatiky, přesněji řečeno radiální reakce vozovky Z_k , je předsunuta před svislou osu kola o hodnotu e “ [42], viz obr. 34a).



Obr. 34: Valivý odpor kola

Předsunutou reakci vozovky lze posunout do svislé osy kola, zavedeme-li vodorovnou sílu působící vůči ose otáčení v rovině vozovky na dynamickém poloměru kola r_d (obr. 34b)), představující ekvivalentní moment, kterým působí předsunutá reakce vozovky na rameni e . „Vodorovnou sílu O_{fK} nazýváme valivý odpor kola.“ [42] Tento moment působící proti směru otáčení lze vyjádřit rovnicí (3) [42].

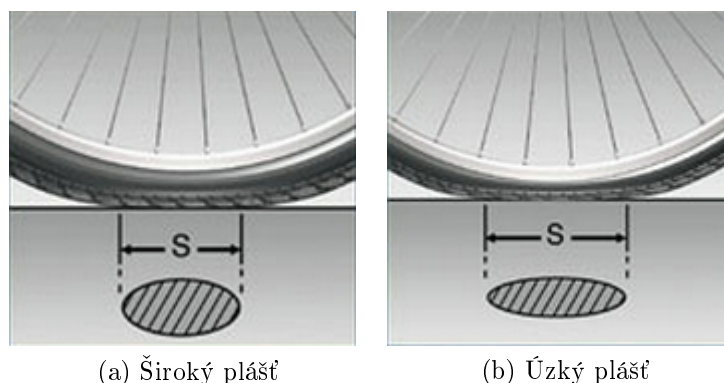
$$M_{fK} = Z_K \cdot e = O_{fK} \cdot r_d \quad (3)$$

Vyjádření valivého odpor kola je (4),

$$O_{fK} = Z_K \cdot \frac{e}{r_d} = Z_K \cdot f_k \quad (4)$$

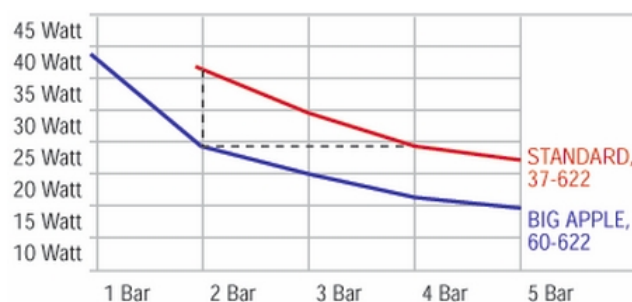
kde f_K je součinitel valivého odporu kola.

Jestliže budeme uvažovat konstantní celkové zatížení, tak z předchozích stavů vyplývá, že valivý odpor kola bude závislý na tvaru stopy, která je dána parametry e a r_d . Jak již bylo popsáno, tyto parametry vyplývají z deformace pneumatiky. Zdroj [33] uvádí, že při stejném tlaku v plášti, bude plocha stopy úzkého i širokého pláště stejná. Rozdíl je však ve tvaru stopy. Zatímco u zploštění širokého pláště bude maximální rozměr v příčném směru, viz obr. 35a), zploštění užšího pláště bude naopak větší v podélném směru, obr. 35b).



Obr. 35: Tvar plochy stopy zatíženého kola [33]

Z rozdílného tvaru deformace vyplývá i rozdílná hodnota parametrů e a r_d , které vycházejí příznivěji pro širší plášť, z čehož plyne jeho menší valivý odpor. Průběh závislosti valivého odporu na tlaku širokého a úzkého pláště od výrobce Schwalbe viz obr. 36



Obr. 36: Závislost valivého odporu na tlaku pláště [33]

6.4 Normalizované rozměry

Rám je základem každého jízdního kola. Jsou k němu připojovány komponenty a další doplňková výbava. Přitom musí být zajištěna osaditelnost a vzájemná zaměnitelnost těchto částí, které jsou na trhu běžně dostupné. Následující kapitola popisuje všechny důležité připojovací rozměry.

6.4.1 Vidlice

Důležitými parametry u vidlice je průměr krku, délka nohou a závlek.

Délka nohou vidlice se podílí na výsledné geometrii rámu, je tedy nutné dodržet návrhový rozměr. Pokud není dodržen, mění se úhel hlavové trubky, což má vliv na řízení. Následující tabulka ukazuje přibližné délky nohou vidlice pro 26" kola v závislosti na zdvihu, hodnoty jsou orientační, přesné udává konkrétní výrobce vidlice.

a menší než 65° . Čím menší úhel, tím větší je stabilizující účinek závleku. Důležité pro konstrukci rámu je ale také to, aby nedocházelo ke kolizi špičky boty a natáčeného předního kola. Dále norma doporučuje, aby průsečík osy řízení a kolmice procházející středem kola ležel v rozmezí 15-60% poloměru kola nad vozovkou. Označme tuto hodnotu jako h . Hodnota h je vyjádřena rovnicí (5) [14],

$$h = r_d - \frac{(F/R)}{\sin(90 - H/T_{an.})} \quad (5)$$

kde F/R je hodnota offsetu vidlice, $H/T_{an.}$ je úhel hlavové trubky a r_d dynamický poloměr kola.

Hodnota závleku je pak vyjádřena rovnicí (6) [14].

$$s = \tan(90 - H/T_{an.}) \cdot h \quad (6)$$

Navrhovaný rám počítá s osazení vidlice pro 26" kolo s následujícími rozměry. Délka nohou 395 mm, bezzávitový krk o průměru $1\frac{1}{8}$ ", offset vidlice 40 mm a sklonem hlavové trubky 70° .

6.4.2 Hlavové složení

Hlavové složení umožňuje pevné uložení vidlice v rámu a zároveň její volné otáčení kolem osy řízení. Volba hlavového složení je odvozena od typu a průměru krku. Tyto parametry jsou známy z předchozí kapitoly. Zdroj [12] uvádí, že v zásadě jsou rozlišovány 3 typy systémy rozdílného složení a to klasické, semiintegrované a integrované. Pro účely této práce volím klasické hlavové složení. Specifikace výrobce hlavového složení předepisuje vnitřní rozměry hlavové trubky, viz příloha 1.

6.4.3 Středové složení

Střed je část rámu, ve které jsou otočně uloženy kliky přes ložiska středové osy. Existuje velké množství variant a typů středových os a minimálně v detailech se liší prakticky výrobce od výrobce. Jak uvádí zdroj [49], k nejstarším doposud používaným systémům patří čtyřhran od výrobce Campagnolo, dále ISIS či Octalink. Moderní systémy používají osu integrovanou s jednou s klik. Opět existuje více variant těchto systémů, jak např. Hollowtech II, MegaExo, Giga X Pipe a další. To co je pro všechny varianty společné je však systém montáže ložiskových misek do středu rámu.

Nejrozšířenější systém je střed se závitem, do kterého jsou ložiskové misky zašroubovány. Naprostá většina kol používá anglický závit BSA $1,37'' \times 24$ tpi, na silničních se ještě zřídka vyskytuje italský závit ITA 36x24. Italský závit je na obou stranách středu pravý. Anglický je na straně převodníků levý a na opačné straně pravý.

Druhou variantou je lisování samotných ložisek přímo na vnitřní průměr středu. Nejrozšířenějším je systém BB30. Umožňuje úsporu váhy a vyšší tuhost středového složení, využívá se u dražších horských i silničních kol.

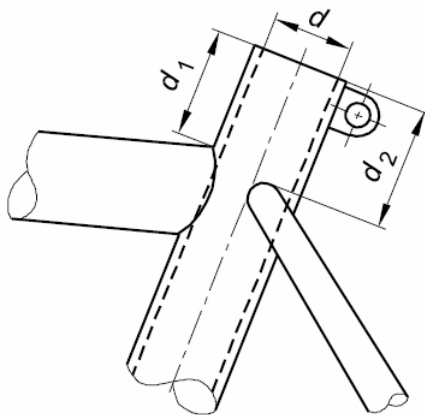
Důležitým parametrem je také šířka středu. Standardní je šířka 68 mm, pro horská kola jsou často používán zvětšený rozměr, tzv. oversize od hodnotě 73 mm. Šířka středu je důležitá pro dodržení správné řetězové linky. Pro vymezení správné pozice středové osy se používají podložky dodávané spolu se středovým složením. Pro rám volím střed o šířce

68 mm se závitem BSA 1,37" x 24 tpi. Při výrobě musí být dbáno na dodržení předepsané sousostí závitu a rovnoběžnosti dosedacích ploch.

6.4.4 Sedlová trubka

Vnitřní průměr na otevřeném konci sedlové trubky musí být vystružen tak, aby bylo možné osadit rám běžně dostupnou sedlovkou. Zdroj [53] píše, že nejběžnější rozměry jsou 25,4 mm, 27,2 mm (nejčastěji u silničních kol), 30,9 mm a oversize 31,6 mm (nejčastěji u horských kol). Pro rám volím průměr 27,2 mm.

Další rozměr, který se týká sedlové trubky je vzdálenost napojení sedlových vzpěr od otevřeného konce sedlové trubky, viz obr. 38.



Obr. 38: Předepsané připojovací rozměry sedlové trubky [21]

Norma EN 14764 předpisuje $d_1 \leq 2d$, $d_2 \leq 2d$.

6.4.5 Zadní stavba

Rozměr zadní stavby je určen šířkou náboje a průměrem osy náboje. Nejběžnější rozměry jsou šířka 135 mm a 9 mm průměr osy. Pro účely této práce bude využita nábojová převodovka Sachs Spectro S7 (typ MH 7215) [37]. Byly změřeny rozměry 130 mm šířka a 10,5 mm průměr osy.

6.5 Rozsah převodu

Převodový systém bude u tohoto kola realizován pomocí sedmi rychlostní nábojové převodovky Sachs Spectro S7 (typ MH 7215). Následující tabulka uvádí hodnoty odstupňování převodů.

Zařazený stupeň	Převodový poměr
1.	1:0,574
2.	1:0,677
3.	1:0,809
4.	1:1
5.	1:1,236
6.	1:1,476
7.	1:1,742

Tab. 13: Odstupňování převodů Sachs Spectro S7 [37]

Celkový převod lze však ovlivnit jak volbou počtu zubů převodníku a pastorku, tak také velikostí kola. Cílem návrhu převodů je optimalizovat rozsah celkového převodu tak, aby bylo kolo vhodné pro městský provoz.

Základem pro návrh převodů budou standardní převody používající se u cestovních kol. Kombinace počtu zubů na převodnicích většiny takových to kol je 48-36-26 zubů. Počty zubů pastorků na kazetě se pohybuje v rozmezí 11-36, v závislosti na celkovém počtu pastorků na kazetě. Jako etalon bude sloužit devíti pastorková kazeta s 11-32 zuby.

Pro přesný návrh převodu je nejvýhodnějším poměrovým údajem ujetá vzdálenost na jedno otočení kliky, vyjádřená rovnicí (7),

$$x = \frac{z_1}{z_2} \cdot d \cdot \pi \quad (7)$$

kde z_1 je počet zubů převodníku, z_2 je počet zubů pastorku na kazetě a d je průměr kola.

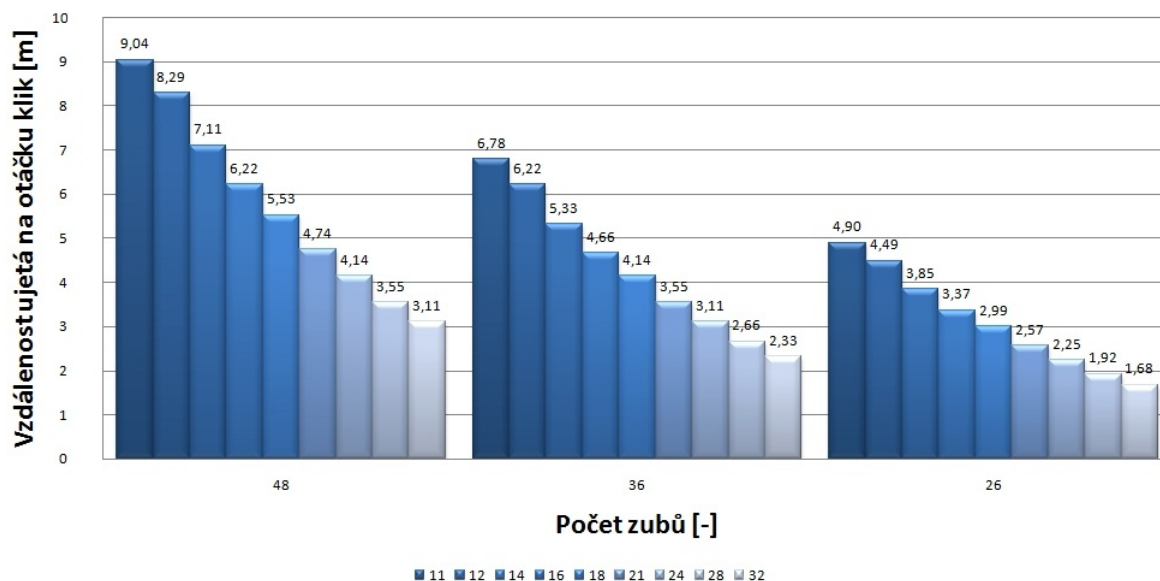
Hodnoty běžného cestovního kola s 28" pláští ukazuje tab. 14

	Počet zubů pastorku								
Počet zubů převodníku	11	12	14	16	18	21	24	28	32
48	9,04	8,29	7,11	6,22	5,53	4,74	4,14	3,55	3,11
36	6,78	6,22	5,33	4,66	4,14	3,55	3,11	2,66	2,33
26	4,90	4,49	3,85	3,37	2,99	2,57	2,25	1,92	1,68

Tab. 14: Ujetá vzdálenost $[m]$ na jedno otočení kliky při daném převodu

Pro přehlednost jsou tyto hodnoty seřazeny do diagramu na obr. 39.

Odstupňování převodů cestovního kola



Obr. 39

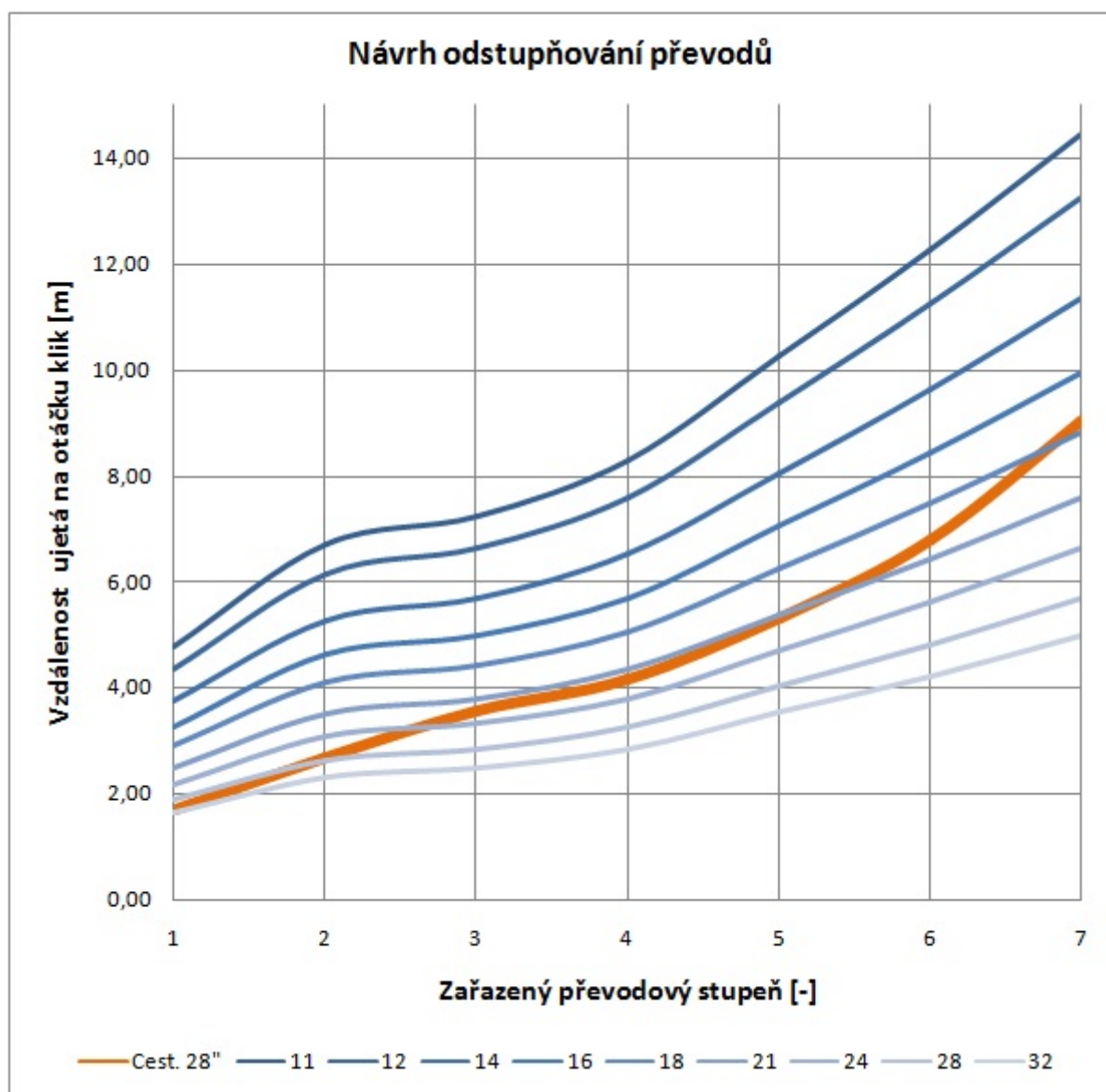
Důležité parametry převodu jsou rovnoměrnost přechodu mezi jednotlivými stupni a celkový rozsah převodů. Rozsah převodu je dán poměrem (8).

$$i_{rp} = \frac{i_{max}}{i_{min}} \cdot 100 \quad (8)$$

Koncepce změny převodu pomocí přehazování řetězu při zvolených počtech zubů dosahuje hodnot rozsahu 536%. Nevýhodou však je, že dochází k vzájemnému překrývání převodů, viz obr. 39. K překrývání převodů u náboje Spectro S7 nedochází, avšak limitujícím faktorem je nižší rozsah převodu o hodnotě pouhých 303%.

Při návrhu převodu volím převodník s 44 zuby. Důvodem tohoto návrhu je skutečnost, že jsou zamýšleny pláště o průměru 26" a tedy k dosažení stejné vzdálenosti na jedno otočení kliky tak bude muset být celkový převod o něco větší. Převodník o vysokém počtu zubů zajistí mimo jiné i menší namáhání řetězu, neboť jej bude řetěz obepínat na větším obvodu, což znamená nižší měrný tlak vyvíjený na válečky řetězu.

Pro návrh počtu zubů pastorku byl vytvořen graf, viz obr. 40. Porovnává rozsah ujeté vzdálenosti v celém spektru převodových stupňů nábojové převodovky v kombinaci s převodníkem se 44 zuby. Počet zubů pastorku byl postupně zvyšován, tak vznikly křivky ujeté vzdálenosti pro jednotlivé případy, které mohou být porovnány se vzdáleností ujeté na cestovním kole s výše uvedenými převody a 28" pláští.



Obr. 40

Z grafu vyplývá nevýhoda nábojové převodovky o nižším rozsahu převodu. Nejblíže křivce ujeté vzdálenosti na cestovním kole odpovídá převod realizovaný pastorkem s 21 respektive 24 zuby. Z důvodu zaměření pro starší uživatele volím nižší převod, tedy 24 zubů na pastorku.

Odstupňování konečného celkového převodu realizovaného převodníkem s 44 zuby a pastorkem s 24 zuby je možné vyjádřit rovnicí (9),

$$i_c = \frac{z_2}{z_1} \cdot i_j \quad (9)$$

kde i_j jsou převodové poměry nábojové převodovky, viz tab. 13.

Odstupňování konečného celkového převodu ukazuje tab. 15.

Zařazený stupeň	Celkový převodový poměr
1.	1:1,052
2.	1:1,241
3.	1:1,483
4.	1:1,833
5.	1:2,104
6.	1:2,266
7.	1:3,194

Tab. 15: Odstupňování konečného celkového převodu

6.5.1 Výpočet osové vzdálenosti řetězových kol

Po určení velikosti kol je možno následně určit osovou vzdálenost řetězových kol. Důležité rozměry řetězu jsou rozteč a vnitřní šířka. Jak uvádí zdroj [48], u naprosté většiny jízdních kol je standardní rozměr rozteče řetězu $p = 1/2''$ (12,7 mm). Šířka řetězu je $1/8''$ pro kola s pevným převodem a $3/32''$ pro kola s přehazovačkou.

Jak uvádí Shigley [31], při výpočtu osové vzdálenosti je nejdříve nutné zjistit přibližný počet článků řetězu, který je vyjádřen rovnicí (10),

$$X_0 = 2 \cdot \frac{o_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{p}{o_0} \quad (10)$$

kde o_0 je návrhová osová vzdálenost převodu a p rozteč řetězu. o_0 volím 425 mm. Po dosazení dostáváme (11),

$$X_0 = 2 \cdot \frac{425}{12,7} + \frac{44 + 24}{2} + \left(\frac{24 - 44}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{12,7}{425} = 101,232 \quad (11)$$

Po zaokrouhlení článků na celé číslo $X = 101$ se osová vzdálenost stanoví ze vztahu (12).

$$o = \frac{p}{4} \cdot \left[\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \quad (12)$$

Po dosazení dostáváme (13).

$$o = \frac{12,7}{4} \cdot \left[\left(101 - \frac{44 + 24}{2} \right) + \sqrt{\left(101 - \frac{44 + 24}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{24 - 44}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] = 423,52 \text{ mm} \quad (13)$$

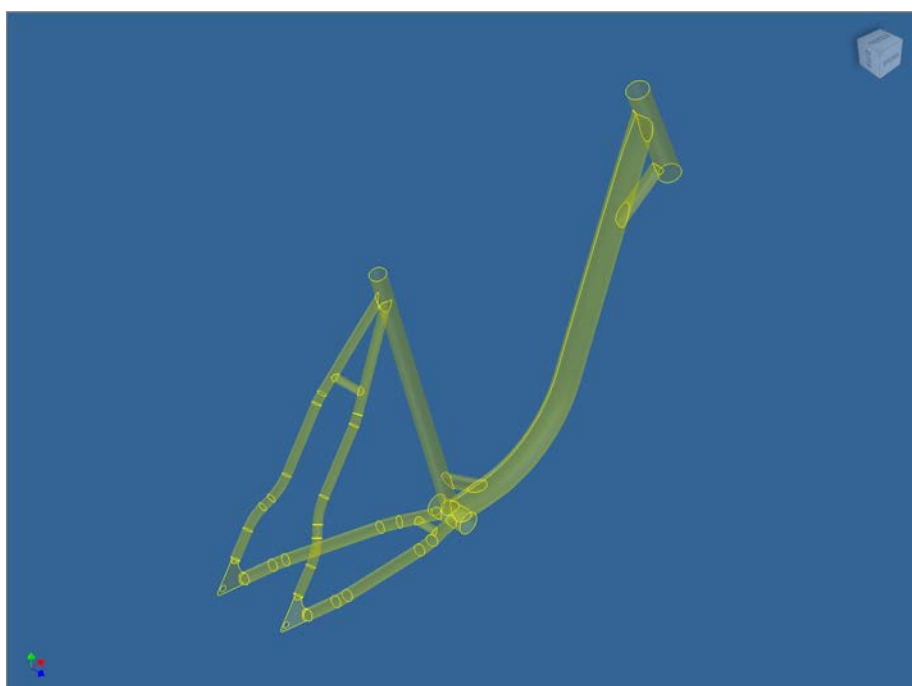
Platí, že $o = C/S$ (viz obr. 17). Napínání řetězu bude řešeno použitím klasických semi-horizontálních koncovek rámu.

7 Model rámu

Pro potřeby výpočtů i tvorby výkresové dokumentace byl vytvořen objemový a skořepinový model rámu pomocí programu Inventor 2009. Následující modely jsou již optimalizované verze, viz kap. 8.7. Detaily, viz příloha 3.



Obr. 41: Objemový model



Obr. 42: Skořepinový model

8 Deformačně-napjatostní analýza rámu

Deformačně-napjatostní analýza rámu umožňuje odhalit nejvíce namáhaná místa navržené koncepce a algoritmem zpětných úprav návrhu. Dle dosažených výsledků lze dosáhnout optimalizovaného konečného návrhu rámu. Pro komerční výrobu rámu je tento cyklus optimalizace zcela nezbytný, při současných vysokých požadavcích na vývoj vlastních rámu, odvozených z tlaku konkurence a moderních trendů.

Jsou zde brány v úvahu priority, které výrobce musí při návrhu rámu uvažovat. U rámu jízdních kol jsou to požadavky na tuhost rámu, nízkou hmotnost rámu, finanční dostupnost materiálu a jeho dobrou obrobitelnost, tvarovatelnost a svařitelnost.

Pro deformačně-napjatostní analýzu rámu lze zvolit přístup analytické pružnosti a pevnosti při uvažování zjednodušujících předpokladů, pro převedení rámu na prutovou soustavu. Tento postup je však velice pracný a zdoluhavý, představíme-li si opakující se algoritmus optimalizace.

Vhodnějším a v současné době protěžovaným přístupem je výpočet pomocí metody konečných prvků. Základem je tvorba CAD modelu. Následuje diskretizace modelu, tedy nahrazení objemu modelu konečným počtem prvků, které jsou spojeny v tzv. uzlech. Následuje sestavení rovnic a jejich numerické řešení pro každý prvek. V současné době masivního rozšíření výpočetní techniky se jedná o neefektivnější přístup při navrhování produktů zejména v oborech strojního inženýrství.

8.1 Výběr prostředí Ansys

Jak píše Návrat [29], klasické prostředí programu ANSYS je určeno zejména pro zkušené výpočtáře a umožňuje řešení prakticky libovolného fyzikálního problému popsatelem metodou MKP. To však vyžaduje široké znalosti zkušenosti, získané předchozí praxí.

„Workbench Environment vychází z opačné filosofie: uživatelsky jednoduché a jasné prostředí nabízí připravené algoritmy postupů základních inženýrských úloh, nevyžadující ani znalost teorie metody, ani složitého softwarového systému. Uživatel si zvolí fyzikální problém - například statiku, dynamiku, nebo teplo a celý průběh zadání, výpočtu a vyhodnocení provádí v prostředí dialogového menu. ANSYS Workbench prostředí je aplikace firmy ANSYS Inc., založená na obousměrné asociativitě geometrie a sítě při zachování parametrické vazby.” [29]

Především z důvodu časové náročnosti přípravy řešení úlohy v klasickém prostředí programu ANSYS jsem pro přípravu, ale i řešení analýzy pevnosti rámu zvolil prostředí ANSYS Workbench 12.1.

8.2 Výběr formátu pro export objemového modelu

Další fází bylo převedení geometrie vytvořené do programu ANSYS. Na výběr máme z několika formátů. Pro převod objemového modelu se nejvíce hodí formáty IGES a STEP.

„IGES je historicky starší a myslím, že dodnes nejvíce podporovaný výměnný formát, který vznikl na americkém kontinentě. Pomocí něj se dají přenést jak dvourozměrné (2D) výkresy, tak třírozměrné (3D) modely. Bohužel převod 3D modelů má u tohoto formátu svá omezení. Nelze přenést kompletní 3D objemový model (Solid), ale pouze povrch tohoto modelu složený z ploch (trimmed faces). Tím dojde nejenom ke ztrátě vnitřní logiky 3D modelu (stromu), ale rovněž v některých případech i ke ztrátě návaznosti ploch tvořících

povrch modelu. Při následném zpracování po importu pak vznikají v povrchu modelu nespojitosti, které je nutno „ručně“ opravit.”[18]

„STEP je mladším výkonnějším bratrem formátu IGES. Dokáže totéž co IGES a navíc podle mojí zkušenosti dokáže přenést uzavřený povrch 3D tělesa složený z ploch (Volume). Tím odpadají problémy s nespojitostí přeneseného povrchu tělesa. Vygenerovat z uzavřeného povrchu skutečné objemové těleso lze pak pomocí jednoho příkazu CAD systému (nebo to funguje automaticky). Logika modelu, návaznosti těles uvnitř modelu (strom) se bohužel nezachová ani v tomto případě a to může být pro další zpracování nepřekonatelný problém. Formát STEP je mezinárodně normalizován normou ISO 10303 a existuje minimálně ve dvou provedeních STEP AP214 a STEP AP203. STEP je v současné době nejprogresivnějším formátem pro převod CAD dat a podle všeho mu patří budoucnost.”[18]

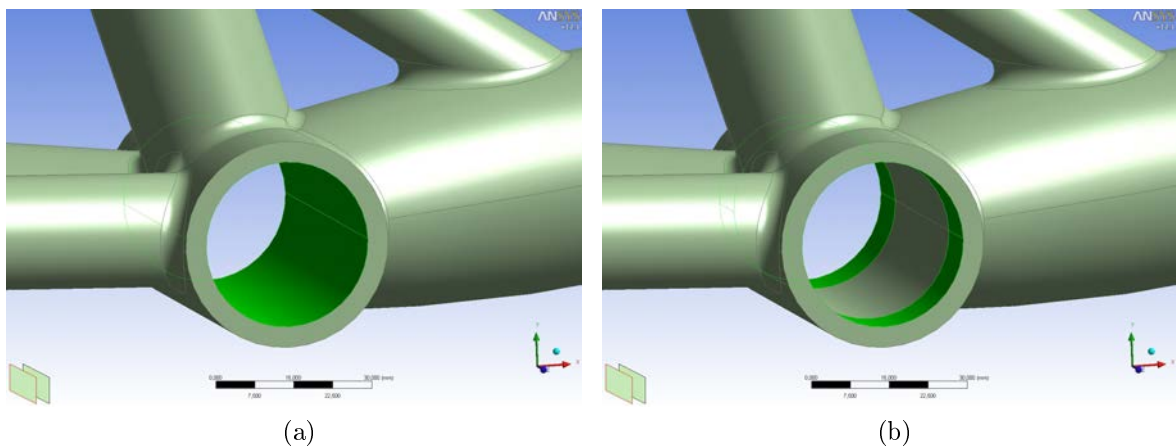
Jako nejosvědčenější formát pro export objemového modelu se nakonec skutečně ukázal formát *.stp (STEP). Při exportu ve formátu IGES docházelo k přenosu nejen samotného objemu, ale i dutých prostorů trubek, jako by tvořily další objem uvnitř trubky.

8.3 Úprava modelu

Jak už bylo uvedeno výše, ani formát STEP nedokáže uchovat strom operací a nelze tak již provádět markantnější úpravy. Program ANSYS však dále dokáže s tímto modelem bez problému pracovat a bere jej jako jednu ucelenou součást.

Model bylo nutno upravit zejména z důvodu možnosti přesného definování okrajových podmínek, přiřazované bodům, plochám atd. Vesměs se jedná o místa, kde dochází ke vzájemné interakci dílu osazeného do rámu. Jsou to například vnitřní plochy na hlavové trubce, kde je krk vidlice upevněn do rámu přes ložiska. Dále vnitřní plochy středu, kde jsou přes ložiska středové osy uloženy kliky. Stejný případ dělení plochy se týká i sedlové trubky, do které se upíná sedlovka ze sedlem.

Za účelem dělení ploch bylo vytvořeno několik pomocných náčrtů. Plochy byly rozděleny pomocí funkce extrude a revolve v režimu imprint faces. Příklad dělení středu, viz obr 43.



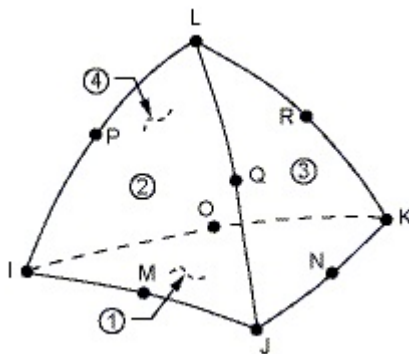
Obr. 43: Dělení vnitřní plochy středu

Následně byla ještě vymodelována osa zadního kola, jako objekt odpovídající reálnému upnutí zadní stavby k náboji, na nějž je možné zadat vhodné okrajové podmínky.

8.4 Síťování modelu

Při síťování modelu byla globální velikost prvku nastavena na 3 mm a ponechána automatická volba metody. První výsledek byl však byl velmi znepokojující.

Pro vytvoření sítě program zvolil tetrahedrový prvek typu SOLID187. Jedná se o prvek s deseti uzly a třemi stupni volnosti v každém uzlu.



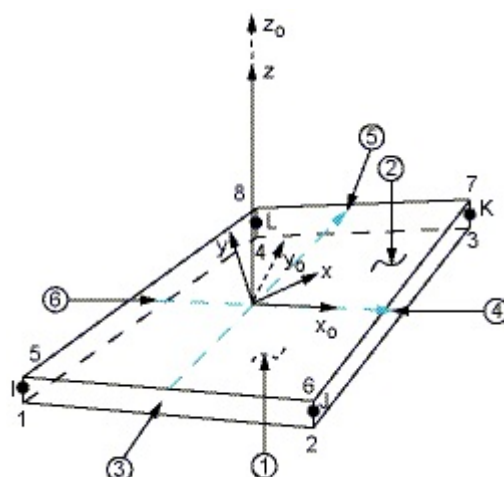
Obr. 44: Prvek SOLID187 (převzato z nápovědy ANSYS)

Jak udává [27], tetrahedry jsou nejjednodušším typem 3D prvků a jejich výhodou je schopnost dokonale vyplnit obecný tvar. Jejich nevýhodou je však nižší přesnost výpočtu a také skutečnost, že obsahují větší počet prvků a uzlů.

Tato teorie se ukázala jako pravdivá, když použitím prvku SOLID187 vznikla síť o 99 780 prvcích s bezmála 192 000 uzly. Ukázalo se, že pracovat s rámem jako s objemovou součástí při pevnostní analýze je ne zcela vhodný přístup vzhledem k nepřesnostem a dlouho trvajícimu výpočtu.

Po konzultaci se zkušenějšími inženýry jsem byl nasměrován na naprosto jiný přístup. Problémem objemového modelu bylo zejména síťování tloušťky trubek. Jak jsem byl poučen, takovéto konstrukce je mnohem výhodnější, a co se týče výpočtu také mnohem přesnější, řešit pomocí skořepinového modelu. To znamenalo vrátit se k vymodelování zcela nové součásti, která však již nebyla objemová, ale skládala se ze střednicových ploch. Tento nový model byl opět exportován ve formátu STEP, upraven již dříve popsanou metodou, a opět síťován. Nejdříve však bylo nutné zadat kontakty mezi navazujícími trubkami a jejich tloušťku na střednicové ploše. Všechny kontakty jsem volil typu bonded. Globální velikost prvku byla opět nastavena na 3 mm a byla ponechána automatická volba metody.

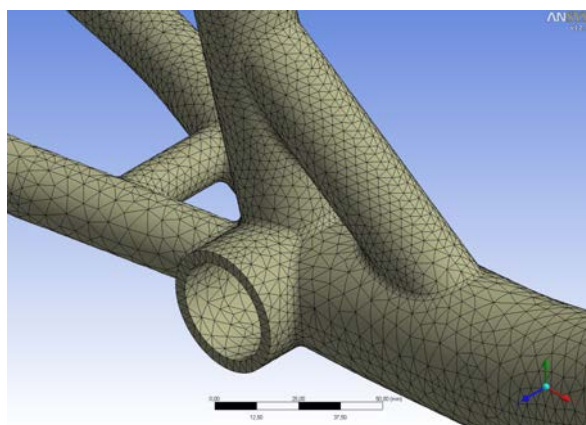
Výsledkem byla již na první pohled kvalitnější síť, skládající se z hexahedrových prvků SHELL181. Jedná se o prvek, který je vhodný pro analýzu tenkých skořepinových konstrukcí. Obsahuje 4 uzly se šesti stupni volnosti v každém uzlu.



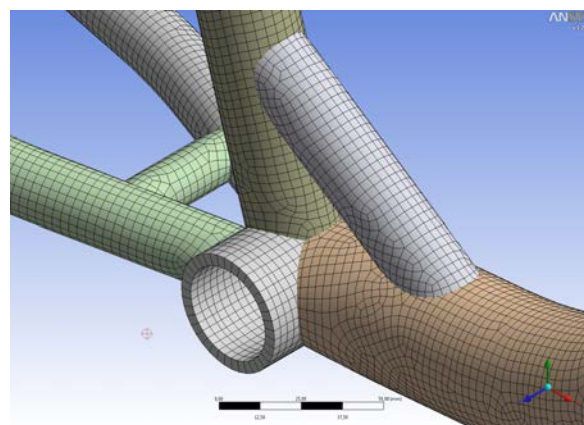
Obr. 45: Prvek SHELL181 (převzato z nápovědy Ansys)

Jak udává [27], výhodou hexahedrů jsou jejich dobré numerické vlastnosti a také jejich několika násobně menší počet prvků a uzlů. Nevýhodou je problematická nebo dokonce nemožná tvorba sítě při geometricky náročnější součásti.

V případně rámu kola se tento prvek ukázal jako nejvhodnější a v porovnání z předchozí metodou také výpočtově úspornější. Při stejné globální velikosti prvku byla prvkem SHELL181 vytvořena síť o 36 273 prvcích a 42 641 uzlech, což tvoří více jak čtyř a půl násobné zmenšení počtu uzlů a tím pádem i rovnic pro numerický výpočet. Porovnání obou sítí na obr. 46.



(a) Síť tvořená prvky SOLID187



(b) Síť tvořená prvky SHELL181

Obr. 46

8.5 Zadání okrajových podmínek

Z hlediska přesnosti výsledků je kvalitní příprava modelu a sítě velmi důležitá. Avšak z hlediska použitelnosti výsledků do praxe jsou ještě důležitější přesné okrajové podmínky. Tedy takové podmínky, které odpovídají skutečnému namáhání součásti.

Na rám při jízdě působí celá řada namáhání. Rám kola je zanedbatelně zatěžován vlastní hmotností. Daleko podstatnější jsou zatížení hmotností samotného jezdce, zatížení

od brzdných účinků, namáhání při průjezdu zatáčkou a další. Znalost přesných okrajových podmínek těchto zatížení by poskytlo naprosto zásadní informace pro návrh a optimalizaci rámu.

Podklady o silách působících na rám kola však nejsou běžně dostupné, a v podstatě jediný praktický způsob získání reálných hodnot je měření těchto sil pomocí tenzometrů a dalších snímačů připevněných na již existující rám, nejlépe prototyp navrhovaného rámu. Tato činnost vyžaduje odborné znalosti a je časově i finančně nákladná. I to jsou důvody nedostupnosti těchto informací.



Obr. 47: Ukázka experimentálního zjišťování zatížení rámu horského kola[26]

Jako vhodný zdroj okrajových podmínek jsem zvolil normu EN 14764 [21], která předepisuje výrobcům rámu, dodávající městská a trekingová jízdní kola na evropský trh, bezpečnostní požadavky a přesně popsané zkušební metody. Pro deformačně-napjatostní analýzu budou použity vstupy těchto zkoušek pro sestavení statických zátěžných stavů, jejichž výsledky poslouží pro případnou optimalizaci konstrukce rámu.

8.5.1 Materiál rámu

Součástí okrajových podmínek nutných pro výpočet je i zadání přesných materiálových charakteristik. Výběr materiálu byl konzultován se stavitelem rámu panem Jiřím Mudříkem z firmy M-CYCLES. Jako nejvhodnější materiál byla zvolena slitina hliníku. „Výhody Al slitin spočívají ve velice příznivé měrné hmotnosti těchto materiálů, vysoké pevnosti vzhledem k měrné hmotnosti a i vysokých mezích únavy. Z toho vyplývá možnost stavby velice tuhých a lehkých rámu, což při použití jiných běžně dostupných materiálů ve srovnatelných cenových hladinách není možné.” [6]

Al slitina je navíc snadněji obrobitelná než ocel, což znamená i menší časové a tím také menší finanční nároky na výrobu rámu. Dodavatelem materiálu byla zvolena firma Feropol s.r.o, z jejichž nabídky byly vybrány trubky pro rám.

Rozměry trubek při prvním konstrukčním návrhu viz tab. 16.

Sedlová trubka	TR ϕ 30x2
Hlavová trubka	TR ϕ 40x3
Střed	TR ϕ 40x4
Rámová trubka	TR ϕ 45x5
Řetězová vzpěra	TR ϕ 22x2
Sedlová vzpěra	TR ϕ 18x2
Můstky	TR ϕ 16x2

Tab. 16: Prvotní konstrukční návrh trubek

Materiálem pro rám byla zvolena velmi dobře svařitelná slitina hliníku EN AW 6060.T66 (ČSN 42 4401). Základní fyzikální vlastnosti materiálu ukazuje tab. 17.

Chemické složení	AlMgSi0,5
ε	2700 $kg \cdot m^{-3}$
E	69500 MPa
G	26100 MPa
μ	0,33
$R_{P0,2min}$	160 MPa
R_{Mmin}	215 MPa

Tab. 17: Materiálové charakteristiky slitiny EN AW 6060.T66 [17]

8.6 Zátěžné stavy

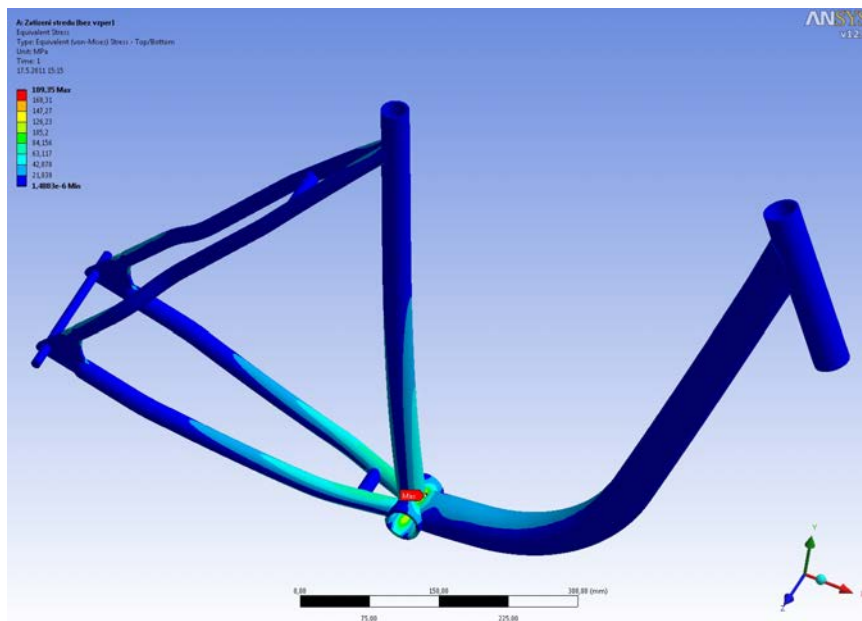
8.6.1 Zatížení vahou jezdce

Za základní považuji klidový zátěžný stav vyvolaný čistě jen vahou jezdce působící přes pedály na středovou osu rámu. Záměrně nerozkládám část váhy i na sedlo, neboť tento výpočet proběhne samostatně v jednom z následujících zátěžných stavů. Účelem tohoto primárního zatížení je odhalit kritická místa rámu.

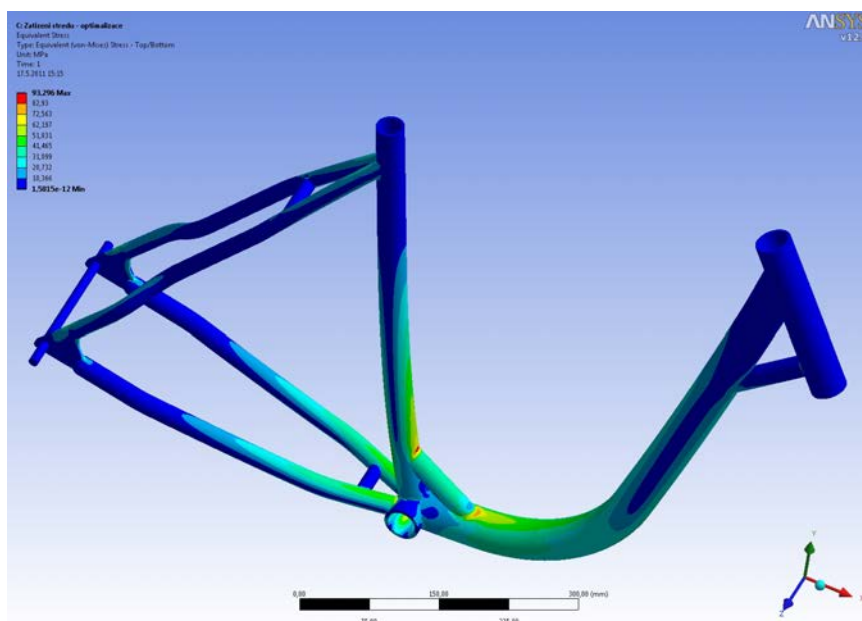
Vazby rámu jsou zvoleny tak, aby odpovídali skutečnosti. Zadní stavba je v patkách připojena k zadní ose vazbou bonded. Samotná osa je zavazbena cylindrickou vazbou, umožňující rotaci kolem její vlastní osy. Takto je simulováno skutečné připojení zadní stavby k ose zadního kola, kde rotaci umožňuje ložiskové uložení k těle náboje. Odpor ložisek uvažuji jako zanedbatelný. Dále je zamezen posuv ve vertikálním směru v místě osy předního kola. Vazba je zvolena typu remote displacement a vazbeny jsou vnitřní plochy v hlavové trubce, simulující uložení vidlice přes hlavové složení. Tento typ vazby umožňuje odstranění vlivu tuhosti samotné vidlice z výpočtu a znamená tedy i konzervativnější přístup k řešení. Síly zatěžují střed v místě uložení osy klik a jejich působí jsou přibližné

pozice pedálů při vodorovné pozici klik. Je uplatněna funkce remote force, a podobně jako v případě zavazbení není uvažována tuhost samotných klik a tedy opět konzervativnější přístup k řešení. Uvažuji jezdce o hmotnosti 80 kg, a rovnoměrné rozložení hmotnosti na oba pedály, hmotnost rámu lze zanedbat.

Výpočet odhalil maximální hodnotu redukovaného napětí v oblasti spoje rámové a sedlové trubky, kde tato hodnota přesáhla 180 MPa, tedy i hodnotu meze kluzu zvoleného materiálu. Optimalizace rámu byla tedy nutná, a tyto úpravy jsou popsány v kap. 8.7. Výsledkem nutné optimalizace rámu bylo napětí 93,29 MPa a příznivější rozložení napětí.



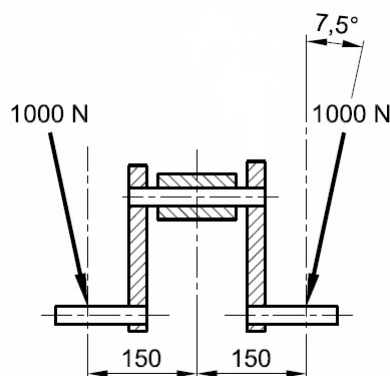
Obr. 48: Vykreslení redukovaného napětí prvotního návrhu při zatížení vahou jezdce



Obr. 49: Vykreslení redukované napětí optimalizovaného návrhu při zatížení vahou jezdce

8.6.2 Zatížení šlapáním

Dalším zátěžným stavem je zatížení od šlapání. Zavazbení modelu zůstává stejné jako v předchozím zátěžném stavu. Problémem zůstávají vstupní parametry výpočtu co se týče zatěžujících sil. Pro tento zátěžný stav byly vstupní hodnoty získány z požadavků předepsaných normou EN 14764 pro testování rámu na zkušební stoli. Předepsané působíště a směr sil ukazuje obr. 50.

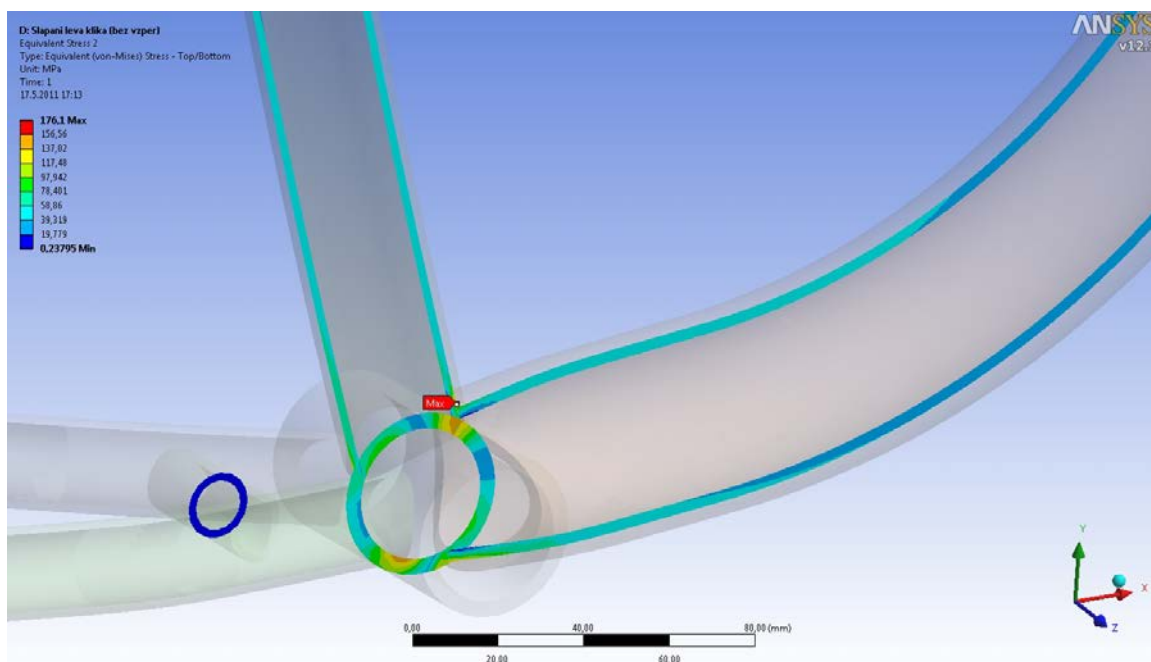


Obr. 50: Směr a velikost působení sil na pedály [21]

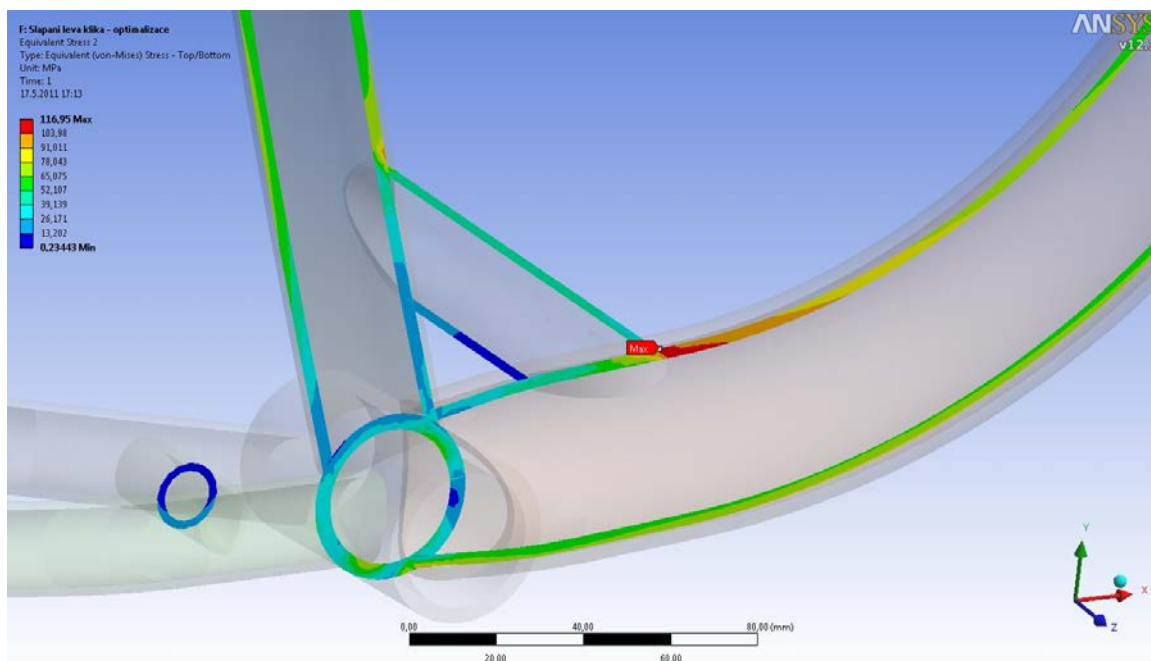
Dále je nutné uvažovat i průběh sil od šlapání. Norma předpokládá, že tato maximální síla o velikosti 1000 N působí na pedál při pozici kliky skloněné dopředu o 45° od horizontální roviny. Opět je zatěžován střed v místech uložení klik.

Výpočet ukázal výrazné torzní namáhání, v důsledku nesouměrnosti síly působící pouze na jeden pedál v daný okamžik na straně nohy, která je v extenzi. Výsledky pro levou i pravou nohu vyšly díky osově souměrnosti rámu přibližně stejné.

Jako kritické místo se opět ukázalo místo napojení rámové trubky a středu, kde dochází k výrazné koncentraci napětí. Redukované napětí dosahuje hodnot 237,75 MPa, což představuje výrazné překročení meze kluzu. Po optimalizaci došlo ke snížení redukované napětí na hodnotu necelých 117 MPa. obr. 51 a 52 ukazují hodnoty redukovaného napětí v ose symetrie.



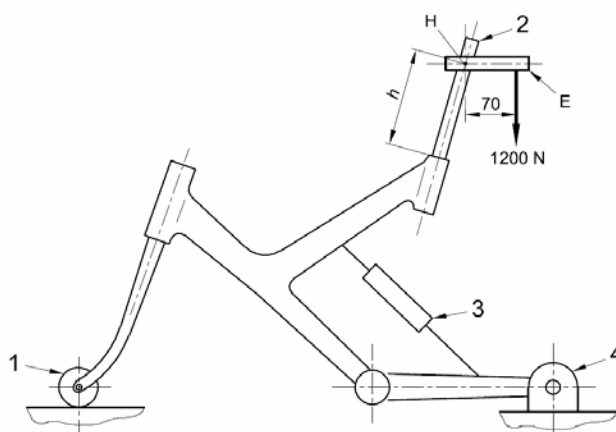
Obr. 51: Vykreslení redukovaného napětí prvotního návrhu při šlapání



Obr. 52: Vykreslení redukované napětí optimalizovaného návrhu při šlapání

8.6.3 Zatížení sedla

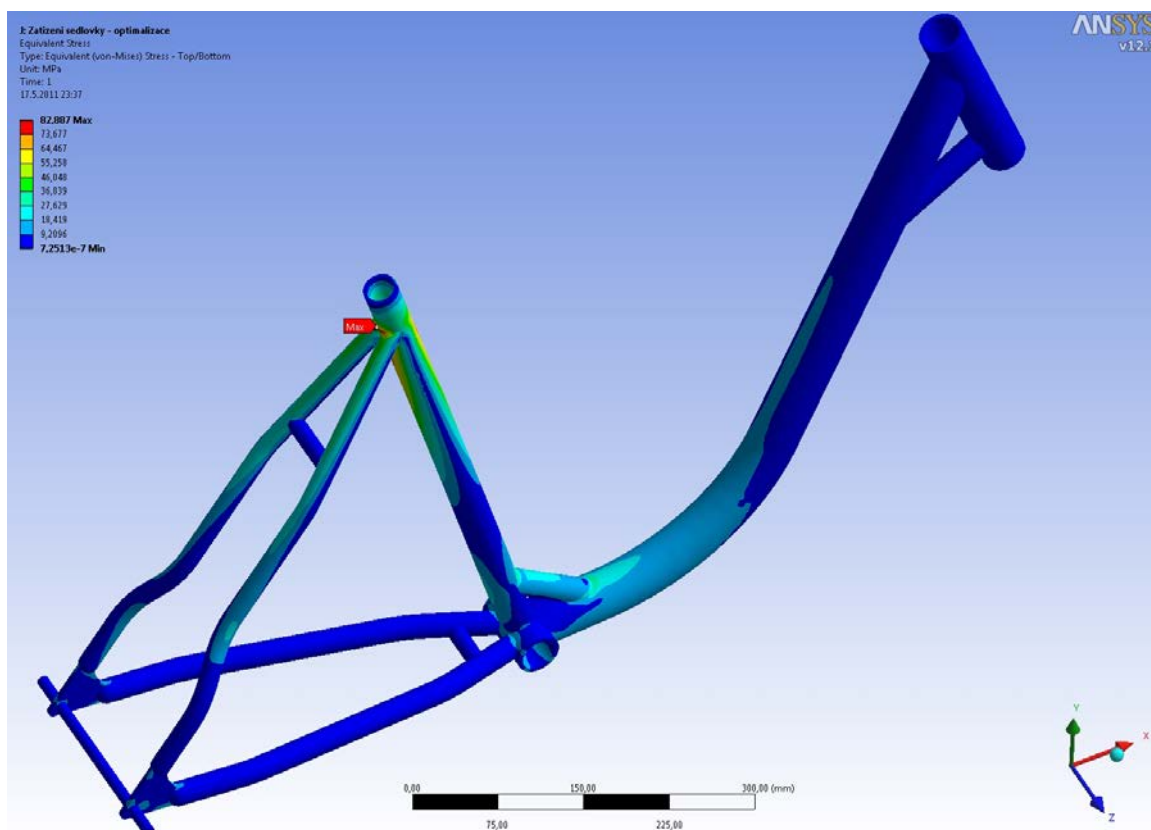
Tento zátěžný stav simuluje váhu jezdce působící pouze na sedlo. Vstupní parametry jsou opět požadavky předepsané normou pro testování rámu, viz obr. 53.



Obr. 53: Testovací schéma zatížení sedla, 1-volně otáčející se kolo na podložce, 2-sedlovka, 3-řetězové vzpěry, nebo uzamčený tlumič v případě odpružené zadní stavby, 4-cylindrická vazba[21]

Vazby odpovídají předepsaným požadavkům. Zadní stavba je v patkách připojena k ose vazbou bonded. Samotná osa je zavazbena cylindrickou vazbou, umožňující rotaci kolem její vlastní osy. Dále je zamezen posuv ve vertikálním směru v místě osy předního kola. Vazba je zvolena typu remote displacement a vazbeny jsou vnitřní plochy v hlavové trubce, simulující uložení vidlice přes hlavové složení. Působíště síly je patrný z obr. 53. Opět je zde uplatněna funkce remote force, která nahrazuje fyzické modely sedlovky a neuvažuje jejich tuhost. Síla o velikosti 1200 N je vztažena ke vnitřní ploše sedlové trubky, ve které je uložena sedlovka. Norma přitom předepisuje, že sedlovka musí být zasunuta minimálně 75 mm do sedlové trubky. Rozměr h představuje výšku sedla a je roven 250 mm [21].

Kritickým místem je oblast napojení sedlových vzpěr na sedlovou trubku. Hodnota maximálního redukovaného napětí pro optimalizovaný rám vyšla vyhovujících 82,88 MPa. Ve skutečnosti bude zřejmě toto napětí nepatrně vyšší, v důsledku snížení tloušťky stěny vystružením vnitřní plochy na průměr 27,2 mm, tak aby rozměr korespondoval s rozměrem běžně dostupných sedlovek.

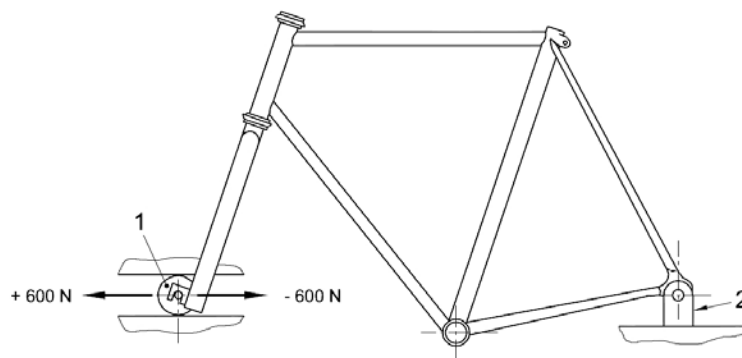


Obr. 54: Vykreslení redukované napětí optimalizovaného návrhu při zatížení sedlovky

8.6.4 Zatížení vidlice

Zatížením vidlice bude namáháno zejména oblast spoje hlavové a rámové trubky, kde je možné očekávat kritické místo. Jedná se o jedno z nejnamáhánějších míst rámu, kde nejčastěji dochází k porušení materiálu.

Zdrojem vstupních hodnot zatěžovacích sil se opět stala norma, viz obr. 55.

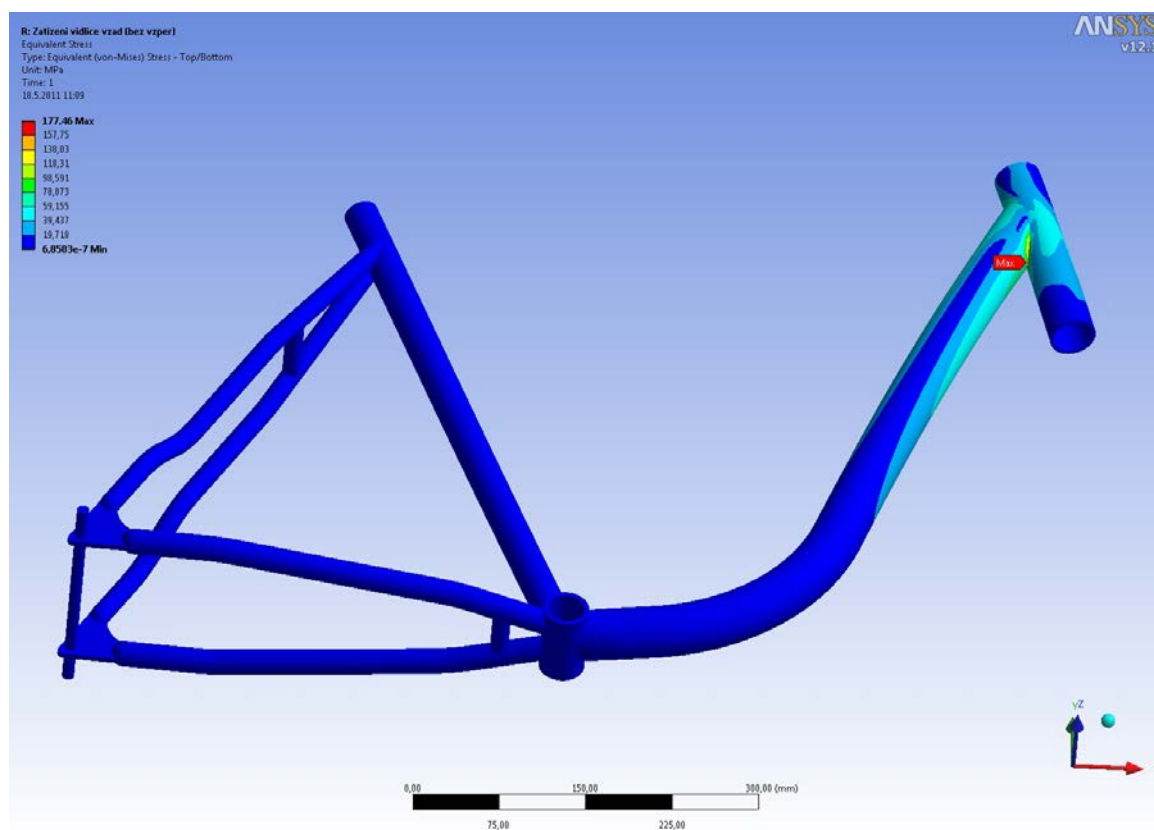


Obr. 55: Testovací schéma zatížení vidlice, 1-volně otáčející se kolo na podložce, 2-cylindrická vazba [22]

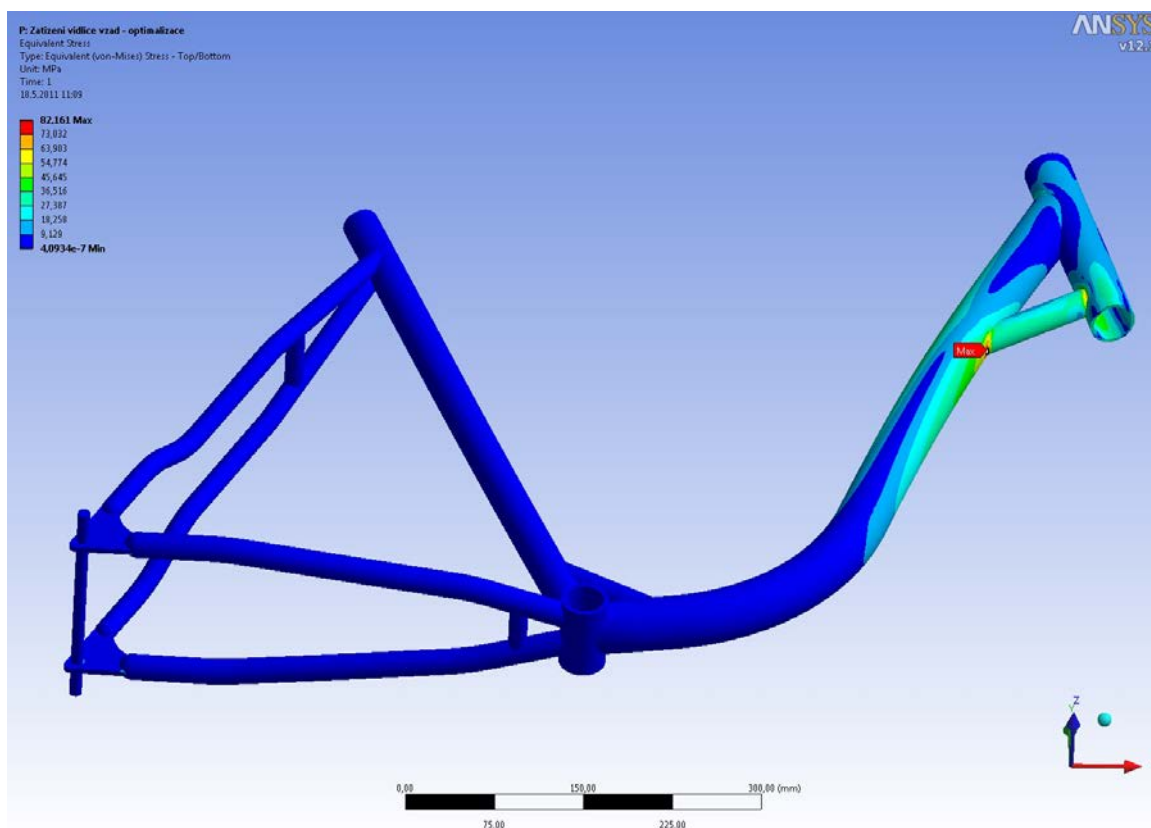
Působišťem síly je osa předního kola. Funkce remote force opět nahradila jinak nedokonalou tuhou vidlici, tedy analýza byla opět konzervativnější. Síla je vztažena na vymezené vnitřní plochy hlavové trubky, kde je vidlice uložena přes hlavové složení.

Jak je patrné z obr. 55, vidlice je podélně namáhána v obou směrech, tak jak k tomu dochází i ve skutečném provozu. K odtahnutí vidlice ve směru jízdy dochází nejen při působení síly od hmotnosti jezdce, ale hlavně při dopadu předního kola při sjíždění z překážky, např. z obrubníku. Naopak tendence podsouvat se pod rám vzniká při nájezdu na překážku a také při brzdění. Předepsané síly by měly reflektovat skutečná zatížení působící na vidlici.

Z obou zátěžných režimů vyšel nepatrně náročnější ten, který působí proti směru jízdy. Jako kritické místo se dle očekávání ukázala oblast spoje hlavové a rámové trubky, hodnota redukovaného napětí mírně překročila mez kluzu hodnotou 177 MPa. Síla působící na rameni rovnajícimu se délky noh vidlice vytváří ohybový moment, který namáhá svar v místě spoje hlavové a rámové trubky. Hodnota napětí by se dala redukovat změnou úhlu napojení trubky. To by však přineslo zvýšení výrobních nákladů na vytvoření ohybu tlusté rámové trubky. Ani to by však nezaručilo výrazně vyšší pevnost. Stejně jako u středu se nejoptimálnějším řešením opět ukázala trubková výztuha, viz kap. 8.7. Hodnota redukovaného napětí pro optimalizovaný návrh klesla na hodnotu 82,16 MPa. Zároveň však také působí větší namáhání na spodní ložisko hlavového složení.



Obr. 56: Vykreslení redukovaného napětí prvotního návrhu při šlapání



Obr. 57: Vykreslení redukované napětí optimalizovaného návrhu při šlapání

8.6.5 Zatížení brzděním

Tento zátěžný stav se týká sil, vznikajících od brzdného účinku. Rám má návarky pro uchycení čelistových brzd, zároveň je zadní náboj vybaven protišlapnou brzdou. Měli by být otestovány obě možnosti.

Nejdříve je nutné určit brzdné účinky, které působí na rám. Základem pro jejich výpočet jsou požadavky na maximální brzdnu dráhu jenž předepisuje norma, viz tab. 18.

Podmínky	Rychlost [$km \cdot h^{-1}$]	Druh brzdění	Brzdná dráha [m]
Sucho	25	oběma brzdami	7
		pouze zadní	15
Mokro	16	oběma brzdami	5
		pouze zadní	10

Tab. 18: Předepsaná maximální povolená brzdna dráha [21]

Brzdění přední brzdou bylo již simulováno při zátěžném testu vidlice. Zaměřme se tedy na brzdění pouze zadní brzdou. Nejdříve je potřeba určit hodnotu průměrného zpomalení. To lze vyjádřit ze vztahu pro výpočet brzdné dráhy (14).

$$b = \frac{v_0^2}{2 \cdot a} \quad (14)$$

Po vyjádření a dosazení hodnot z tab. 18 dostaneme průměrné zpomalení za sucha (15)

$$a = \frac{v_0^2}{2 \cdot b} = \frac{(25 \cdot \frac{1000}{3600})^2}{2 \cdot 15} \doteq 1,61ms^{-2} \quad (15)$$

a za mokra (16).

$$a = \frac{v_0^2}{2 \cdot b} = \frac{(16 \cdot \frac{1000}{3600})^2}{2 \cdot 10} \doteq 0,99ms^{-2} \quad (16)$$

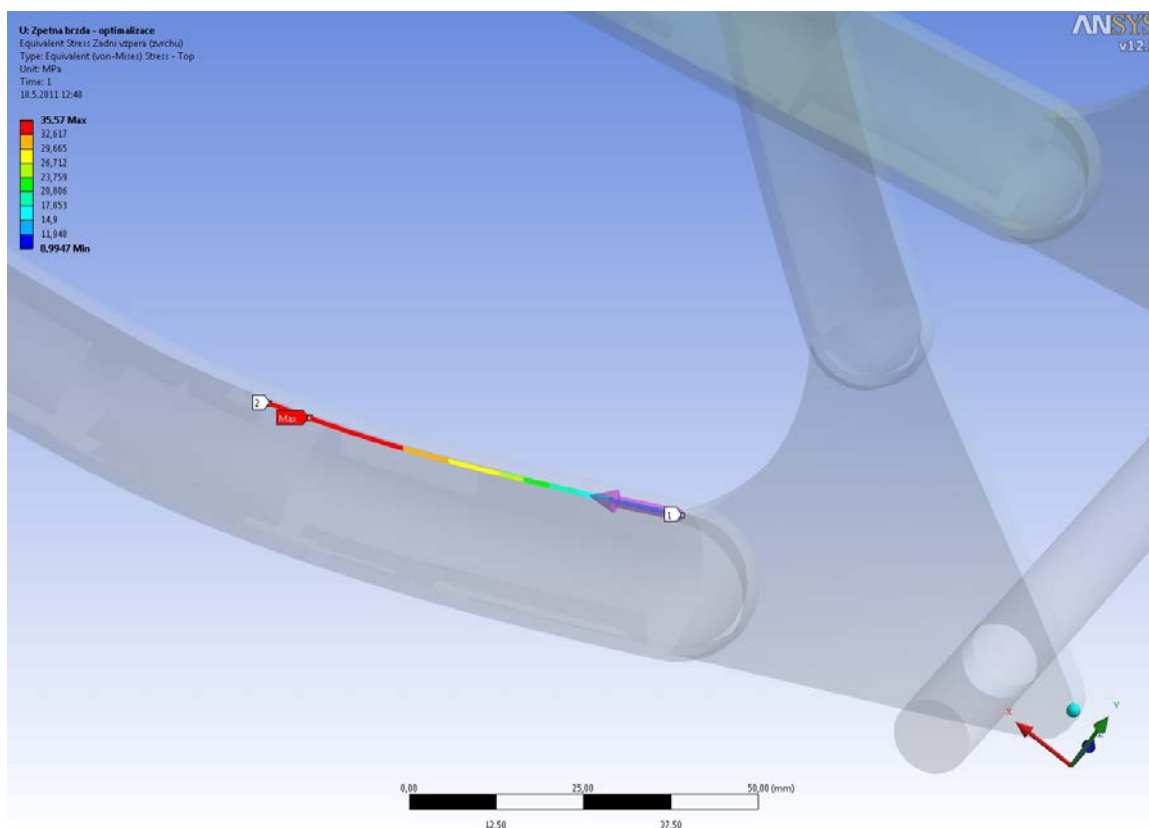
Vyšší hodnota vychází pro brzdění za na suchém povrchu, se kterou budeme nadále pracovat. Dále určíme brzdnou sílu. Ta je rovna součinu zpomalení a brzděné hmotnosti (17), přičemž norma předpokládá, že celková hmotnost jezdce, kola a doplňkové výbavy nepřesáhne 100kg.

$$F_B = m \cdot a = 100 \cdot 1,61 = 161N \quad (17)$$

Výsledný brzdný moment je (18),

$$M_B = F_B \cdot r = 161 \cdot 0,33 = 53,13Nm \quad (18)$$

V případě protišlapné brzdy, je tento brzdný moment přenášen přes rameno brzdy na levou řetězovou vzpěru. Rozměr ramene brzdy je 100 mm a objímka šířku přibližně 25 mm. Tyto rozměry jsou nutné pro určení polohy upnutí na rámu, tak aby mohl být model upraven pro přesné zadání okrajových podmínek a také pro určení síly působící na objímku.

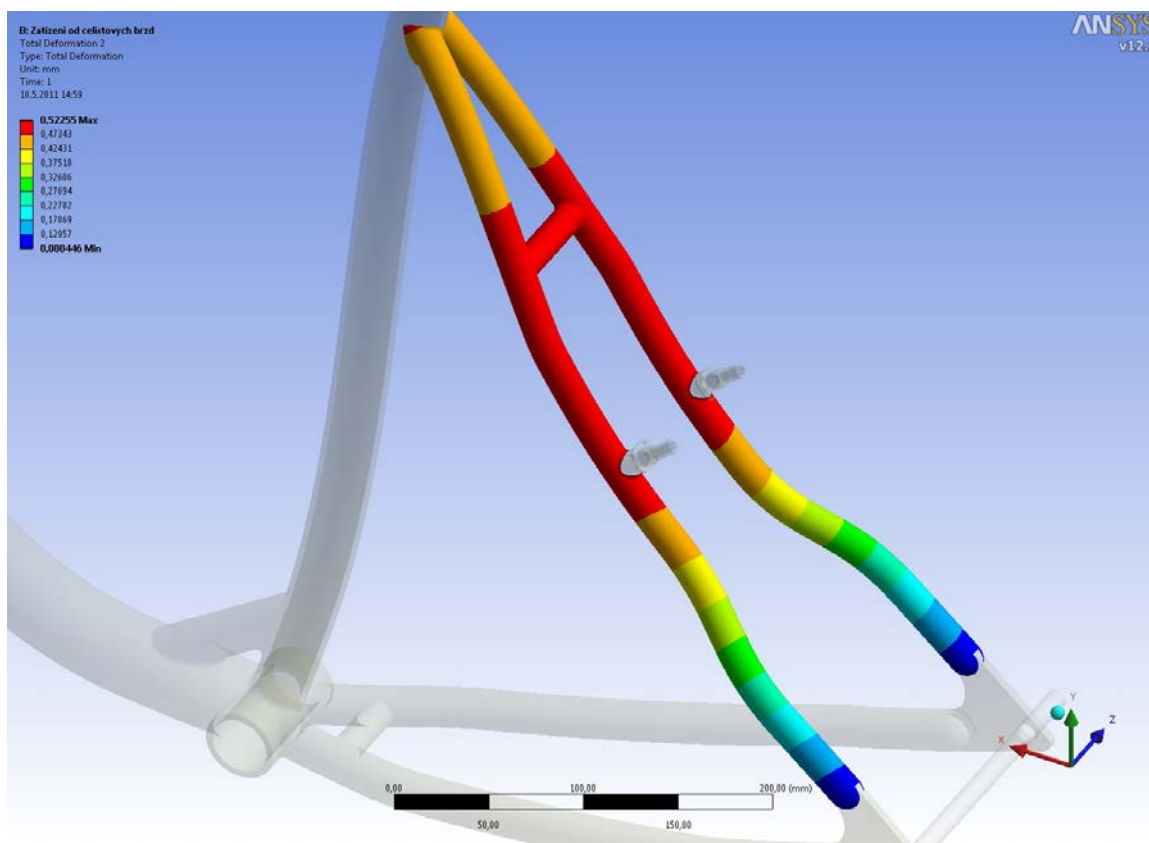


Obr. 58: Vykreslení redukované napětí při zatížení brzdným účinkem protišlapné brzdy

Výsledkem je nízké redukované napětí v místě objímky o hodnotě 35,57 MPa. Zároveň je také vyžadována tuhost rámu, neboť norma předepisuje, že brzdný účinek nesmí vyvolat výraznější deformaci rámu. Tím je zajištěna stálost pozice elementů brzdného systému. V místě upnutí objímky byla zjištěna deformace pouhých 0,7 mm, což lze považovat za uspokojivé.

Při brzdění čelistovými brzdami lze očekávat menší zatížení rámu. Brzdná síla je přenášena v místech návarků na čepy čelistové brzdy. Rám je tak zatěžován rovnoměrně oběma čepy a také přenášena síla je menší, neboť působí na větším poloměru.

Výpočet potvrdil předpoklad a ukázal maximální hodnotu redukovaného napětí pouhých 24,68 MPa v místech spojení sedlových vzpěr a sedlové trubky. I zde je důležité, aby nedocházelo k přílišné deformaci rámu, tak aby nedošlo k posuvu brzdných elementů. Výsledek posuvu 0,52 mm v místě návarků na čepy lze považovat za zcela zanedbatelný a vyhovující normě.



Obr. 59: Vykreslení celkové deformace při zatížení brzdým účinkem čelistových brzd

8.7 Návrhy optimalizace konstrukce rámu

Konstrukce rámu byla podrobena pěti zátěžným stavům. Z prvotních výsledků vyplynulo, že optimalizace v kritických místech rámu je nezbytná, neboť v nich došlo k překročení meze kluzu zvoleného materiálu. Ukázalo se, že kritickými místy jsou oba konce rámové trubky. Nebezpečnost těchto míst je způsobena absencí horní rámové trubky, která by jinak konstrukci poskytla mnohem vyšší tuhost. Zároveň by ale znemožnila snadné nastupování, došlo by tedy k porušení jednoho z hlavních pilířů této práce.

Bylo nutné uvažovat všechny možnosti optimalizace. Možnost změny materiálu byla omezena nabídkou zvoleného dodavatele materiálu a taktéž i nabídka průměrů a tloušťky trubek nebyla neomezená. Pro provedení několika kontrolních výpočtů byla zvolena možnost změny konstrukce rámu a to v podobě dvou trubkových výztuh, taktéž kruhového průřezu, které přispěly ke zvýšení tuhosti rámu a hlavně k lepšímu rozložení napětí a k potlačení nebezpečnosti kritických míst. Výztuha zpevňující střed rámu musela být navržena tak, aby nebyl ohrožen účel zvolené koncepce rámu umožňující snadné nastupování. Ze zástavbových rozměrů prvků sloužících k pohonu kola byl však byl nalezen omezený prostor pro tuto výztuhu. Je totiž nutné počítat v okolí středu s přítomností převodníku, který tvoří neodstranitelnou překážku při nastupování. A právě rozměru převodníku promítnutého do roviny symetrie rámu byla navržena i výztuha zpevňující střed rámu.

Dále bylo možné optimalizovat i tloušťky trubek tak, aby byla zachována dostatečná bezpečnost rámu při zachování příznivé celkové hmotnosti rámu. Výpočet hmotnosti prvotního návrhu programem Inventor 2009 ukázal hodnotu 2346 g. Hmotnost optimalizová-

vaného rámu je 2083 g. Tyto hodnoty jsou pouze orientační.

Rozměry trubek po optimalizaci konstrukčního návrhu rámu viz tab. 19.

Sedlová trubka	TR ϕ 30x3
Hlavová trubka	TR ϕ 40x3
Střed	TR ϕ 40x4
Rámová trubka	TR ϕ 45x3
Řetězová vzpěra	TR ϕ 22x2
Sedlová vzpěra	TR ϕ 18x2
Můstky	TR ϕ 16x2
Výztuhy	TR ϕ 25x2

Tab. 19: Optimalizace konstrukčního návrhu trubek

9 Závěr

Vzhledem k aktuálnosti problematiky cyklodopravy ve městě byla tato práce zaměřena na představení této alternativy městské mobility. Samotným výsledkem diplomové práce je vlastní konstrukční návrh jízdního kola pro každodenní jízdu ve městě se zaměřením na starší uživatele. Kolo bylo navrženo s ohledem na podmínky městského provozu a respektuje budoucí demografický vývoj, kdy dochází ke stárnutí populace a je tedy zapotřebí zohledňovat při vývoji jízdních kol potřeby starších osob.

První část práce byla zaměřena na řešení intenzity městské dopravy. Představuje hlavní hlediska, která vypovídají ve prospěch jízdního kola jako rychlého, efektivního, levného a zdraví prospěšného dopravního prostředku. Pozornost byla věnována i bezpečnostním opatřením a dopravní problematice související s integrací cyklodopravy ve městě.

Další část práce seznamuje s vynálezem kola a jeho historickým vývojem. Podkladem pro samotný návrh vlastního konstrukčního řešení jízdního kola jsou kapitoly analyzující jednotlivé prvky konstrukce kola a současné existující koncepce rámu jízdních kol, které byly kriticky hodnoceny vůči zamýšlenému zaměření kola pro starší uživatele s omezenou pohyblivostí v kombinaci s podmínkami městského provozu. Bylo zjištěno, že většina těchto koncepcí je pro staršího člověka nevhodná, jelikož nenabízí možnost snadného nastoupení na kolo. Konstrukce nejrozšířenějšího klasického (diamantového) rámu tvoří totiž bariéru v podobě horní rámové trubky. Jako vyhovující danému účelu byla shledána koncepce rámu s hlubokým nástupem, tento model se stal podkladem pro návrh vlastního autorského rámu.

Stěžejní a zcela autorskou částí práce je pak vlastní geometrie jízdního kola respektive konstrukce rámu. Prvním krokem bylo studium a aplikace somatometrie, kdy došlo k proměření rozměrů těla budoucího uživatele kola. Byl vytvořen biomechanický model šlapání a posedu. Na základě těchto fyziologických aspektů byla vytvořena správná geometrie rámu a stanoveny odpovídající rozměry.

Pro potřeby výpočtů i tvorby výkresové dokumentace byl vytvořen objemový a skořepinový model rámu, na němž byla provedena deformačně-napjatostní MKP analýza za použití vstupů pro okrajové podmínky z normy EN 14764. Na základě odhalených kritických míst byl optimalizován konstrukční návrh rámu pomocí výztuh, při zachování příznivé hmotnosti rámu.

Základními charakteristikami vytvořeného jízdního kola je snížený střed rámu umožňující snadné nastupování a sesedání z jízdního kola; o 2" menší kola oproti standardním rozměrům, opět za účelem celkového snížení; širší pláště kol v kombinaci s pevnou vidlicí, což zaručuje vyšší stabilitu a úsporu hmotnosti; převodové stupně jsou navrženy tak, aby odpovídaly městskému provozu.

Na vytvořeném rámu jízdního kola byly použity normalizované rozměry k zaručení osaditelnosti běžně dostupnými komponenty. Návrh počítá s výrobou rámu z běžně dodávaných trubek za použití standardních technologií.

Literatura:

- [1] ABBOTT, V. Allan. - WILSON, G. David. *Human-Powered Vehicles*. 1. vyd. Champaign: Human Kinetics, 1995. 288 s. ISBN 0-87322-827-8.
- [2] Analytic cycling. *Pedaling model* [on-line]. [citováno 2011-05-06]. Dostupné z: <http://www.analyticcycling.com/PedalModel_Page.html>.
- [3] ANDER, Martin. - JEBAVÝ, Adolf. *Městem na kole: aneb jak se správně pohybovat ve městě na kole i bez něj*. Brno: ADOS, 2010. 42 s.
- [4] Avid [on-line]. [citováno 2011-04-13]. Dostupné z: <<http://www.sram.com/avid>>.
- [5] BARNETT, John. *Barnnet's manual: Analysis and procedures for bicycle mechanics*. 4.vyd. Colorado: VeloPress, 2000. 684 s. ISBN 1-884737-86-2.
- [6] BARTOZS, Roman. *Hliník?*. Velo. 6/2003. EAN 9771213113009.
- [7] Bicycle Café [on-line]. [citováno 2011-04-09]. Dostupné z: <<http://www.bicyclecafe.cz/>>.
- [8] Brompton [on-line]. [citováno 2011-04-09]. Dostupné z: <<http://www.brompton.co.uk>>.
- [9] BROWN, Sheldon. *Adjusting Direct-pull Cantilever Bicycle Brakes ("V-Brakes ®")* [on-line]. Poslední revize 13.9.2010, [citováno 2011-04-11]. Dostupné z: <<http://sheldonbrown.com/canti-direct.html>>.
- [10] BROWN, Sheldon. *Servicing Bicycle Headsets* [on-line]. Poslední revize 22.3.2011, [citováno 2011-05-22]. Dostupné z: <<http://www.sheldonbrown.com/headsets.html>>.
- [11] BRYNDA, Jaroslav. *Geometrie běžných rámu, měření postavy a výpočet velikosti rámu*. (přednáška) Žďár nad Sázavou: Kastar, 25.1.2011.
- [12] Cane Creek. *Head Tube Specification Guide* [on-line]. Vydáno 11/2009, [citováno 2011-05-22]. Dostupné z: <http://canecreek.com/manuals/OE_HeadTube_Specification_Guide.pdf>.
- [13] Cannondale [on-line]. [citováno 2011-04-01]. Dostupné z: <<http://www.cannondale.com/cze/bikes/recreation-urban/urban/street/street-sport-nexus-street-sport-nexus-feminine>>.
- [14] CIBULA, Karel. *Mechanika jízdního kola*. Praha: ČVUT, 2004. 93 s. ISBN 80-01-03016-4.
- [15] Citybikes [on-line]. [citováno 2011-04-09]. Dostupné z: <<http://www.citybikes.cz/>>.
- [16] Competitivecyclist [on-line]. [citováno 2011-04-14]. Dostupné z: <<http://www.competitivecyclist.com>>.
- [17] Cosmos aluminium. *Alloy data sheet EN AW 6060 [AlMgSi0,5]* [on-line]. Vydáno 7/2008, [citováno 2011-05-16]. Dostupné z: <http://www.cosmosaluminium.gr/pdf/alloy_data_sheet_6060.pdf>.

- [18] ČEVELA, Lubomír. *Výměna dat mezi CAD systémy* [online]. Vydáno 4.5.2000, [citováno 2010-05-05]. Dostupné z: <<http://www.root.cz/clanky/vymena-dat-mezi-cad-systemy/>>.
- [19] Deutsches Museum [on-line]. Vydáno 2.5.2008, [citováno 2011-03-17]. Dostupné z: <<http://www.deutschesmuseum.de>>.
- [20] Dopravní značení [on-line]. [citováno 2011-03-16]. Dostupné z: <<http://www.dopravni-znaceni.eu>>.
- [21] EN 14764. *City and trekking bicycles - Safety requirements and test methods*. Brussel: CEN, 2005. 87s.
- [22] EN 14781. *Racing bicycles - Safety requirements and test methods*. Brussel: CEN, 2005. 80s.
- [23] FILLER, Vratislav. - HANKE, Hynek. *Proč a jak jezdit po městě na kole (nebo elektrokole)*. Brno: Veletrhy Brno a.s., 2009. 53 s.
- [24] Gates Carbon Drive [on-line]. [citováno 2011-04-04]. Dostupné z: <<http://www.carbondrivesystems.com/index.php?lang=us>>.
- [25] HERLIHY, David V. *Bicycle: the history*. London: Yale University Press, 2004. 458s. ISBN 0-300-10418-9.
- [26] CHAMPOUX, Y. - VITTECOQ, P. - MALTAIS, P. - AUGER, E. - GAUTHIER, B. Measuring the dynamic structural load of an off-road bicycle frame. *Journal: Experimental Techniques*. 2006, vol. 23, no. 3, s. 33-36. ISSN 0732-8818.
- [27] KRŠEK, Přemysl. *Přímá tvorba FEM modelů na základě CT/MR dat pro aplikace v biomechanice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2000. 30 s. Školitel Doc. Ing. Josef Šupák, CSc.
- [28] LEDVINOVÁ, Michaela. *Dopravní význam a kapacita pozemních komunikací*. Perner's Contacts. 2008, roč. 3, š. 4, s. 68-73. ISSN 1801-674X.
- [29] NÁVRAT, Tomáš. - PETRUŠKA, Jindřich. - LÁSZLÓ, Iván. *Řešené úlohy metodou konečných prvků v programovém systému ANSYS* [online]. Vydáno 11/2006, [citováno 2010-05-05]. Dostupné z: <<https://www.vutbr.cz/elearning/mod/resource/view.php?id=88742>>.
- [30] Rohloff [on-line]. [citováno 2011-04-09]. Dostupné z: <<http://www.rohloff.cz>>.
- [31] SHIGLEY, E. Joseph. - MISCHKE, R. Charles. - BUDYNAS, G. Richard. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: Vutium, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [32] Schwalbe. *Catalogue Bicycle 2011* [on-line]. Vydáno 09/2010, [citováno 2011-05-21]. Dostupné z: <<http://www.schwalbe.com/gbl/en/unternehmen/prospekte/>>.
- [33] Schwalbe. *Rolling resistance* [on-line]. [citováno 2011-04-22]. Dostupné z: <http://www.schwalbetires.com/tech_info/rolling_resistance>.

- [34] SPICER, James. *Pedal power probe shows bicycles waste little energy* [on-line]. Vydáno 19.8.1999, [citováno 2011-04-04]. Dostupné z: <http://www.jhu.edu/news_info/news/home99/aug99/bike.html>.
- [35] Spot Brand [on-line]. [citováno 2011-04-04]. Dostupné z: <<http://spotbrand.com/bikes/product-page/rocker-ss/>>.
- [36] SR Suntour [on-line]. [citováno 2011-04-02]. Dostupné z: <<http://www.srsuntour-cycling.com>>.
- [37] SRAM. *Dealer technical manual: gear hub systems* [on-line]. Vydáno 10/1998, [citováno 2011-05-19]. Dostupné z: <http://www.sram.com/_media/pdf/sram/dealers/DTM_GHS_E_99.pdf>.
- [38] SYROVÝ, Květoslav. Návrh legislativních opatření pro cyklistickou dopravu [on-line]. Vydáno: 20.5.2009, [citováno 2011-03-17]. Dostupné z: <<http://www.nakole.cz/images/clanky/f8//000526-konference2009-zavery.pdf>>.
- [39] ŠTĚPÁNEK, Petr. My city traffic: Bez řetězu to jde líp. Časopis cykloturistika. 2010, č. 6, s. 106-109.
- [40] TYLER. *Gates carbon belt drive adds new commuter bicycle drivetrain systems* [on-line]. Vydáno 6.7.2010, [citováno 2011-04-04]. Dostupné z: <<http://www.bikerumor.com/2010/07/06/gates-carbon-belt-drive-adds-new-commuter-bicycle-drivetrain-systems/>>.
- [41] VITEK, Libor. Cyklistikou ke zdraví a kondici [on-line]. Vydáno: 26.6.2010, [citováno 2011-03-14]. Dostupné z: <<http://www.sportvital.cz/sport/nadvaha-a-pohyb/cyklistikou-ke-zdravi-a-kondici-/>>.
- [42] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů 1: Jízdní vlastnosti, motocyklové motory, příprava směsi*. 1.vyd. Brno: Vlastním nákladem, 2004. 355s. ISBN 80-239-1601-7.
- [43] VOJTĚCHOVSKÝ, Ondřej. *Kulaté šlapání: aneb nad dopisy lékařů KPO* [on-line]. [citováno 2011-05-06]. Dostupné z: <http://www.kpo.cz/fyziologie/kulate_slapani.htm>.
- [44] Vyhláška č. 30/2001., o pravidlech provozu na pozemních komunikacích.
- [45] Vyhláška č. 247/2010 Sb., změna vyhlášky o pravidlech provozu na pozemních komunikacích.
- [46] Vyhláška č. 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.
- [47] Wikipedia. *Bicycle brake* [on-line]. Vydáno 14.10.2003, poslední revize 4.4.2011, [citováno 2011-04-11]. Dostupné z: <http://en.wikipedia.org/wiki/Bicycle_brake>.
- [48] Wikipedia. *Bicycle chain* [on-line]. Vydáno 24.7.2003, poslední revize 27.3.2011, [citováno 2011-05-22]. Dostupné z: <http://en.wikipedia.org/wiki/Bicycle_chain>.

- [49] Wikipedia. *Bottom bracket* [on-line]. Vydáno 11.12.2003, poslední revize 28.4.2011, [citováno 2011-05-22]. Dostupné z: <http://en.wikipedia.org/wiki/Bottom_bracket>.
- [50] Wikipedia. *History of the bicycle* [on-line]. Vydáno 5.10.2004, poslední revize 26.2.2011, [citováno 2011-03-20]. Dostupné z: <http://en.wikipedia.org/wiki/History_of_the_bicycle>.
- [51] Wikipedia. *ISO 5775* [on-line]. Vydáno 2.5.2005, poslední revize 19.5.2011, [citováno 2011-05-20]. Dostupné z: <http://en.wikipedia.org/wiki/ISO_5775>.
- [52] Wikipedia. *Safety bicycle* [on-line]. Vydáno 4.11.2004, poslední revize 21.2.2011, [citováno 2011-03-21]. Dostupné z: <http://en.wikipedia.org/wiki/Safety_bicycle>.
- [53] Wikipedia. *Seatpost* [on-line]. Vydáno 11.3.2005, poslední revize 5.4.2011, [citováno 2011-05-22]. Dostupné z: <<http://en.wikipedia.org/wiki/Seatpost>>.
- [54] Zákon č. 361/2000 Sb., o provozu na pozemních komunikacích a o změnách některých zákonů (zákon o silničním provozu).

Seznam zkratek a symbolů

a	zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]
b	brzdná dráha [m]
c_x	koeficient odporu vzduchu $[-]$
d	průměr kola [m]
e	rameno síly [m]
f_k	součinitel valivého odporu $[-]$
h	výška průsečíku os [mm]
i_c	celkový převod $[-]$
i_{max}	maximální převodový poměr $[-]$
i_{min}	minimální převodový poměr $[-]$
i_{rp}	rozsah převodů [%]
l_{vn}	vnitřní délka nohy [mm]
m	hmotnost [kg]
o_0	návrhová osová vzdálenost řetězových [mm]
o	osová vzdálenost řetězových kol [mm]
p	rozteč řetězu [mm]
r_d	dynamický poloměr kola [m]
s	závlek [mm]
v_0	počáteční rychlost [$m \cdot s^{-1}$]
v_r	náporová rychlost [$m \cdot s^{-1}$]
x	vzdálenost ujetá na jedno otočení kliky [m]
z_1	počet zubů převodníku $[-]$
z_2	počet zubů pastorku $[-]$
E	modul pružnosti v tahu [MPa]
F_B	brzdná síla [N]
F/R	offset vidlice [mm]

G	modul pružnosti ve smyku $[MPa]$
$H/T_{an.}$	úhel hlavové trubky $[^\circ]$
M_B	brzdňý moment $[Nm]$
M_{fk}	moment valivého odporu kola $[Nm]$
O_{fk}	valivý odpor kola $[N]$
O_v	vzdušný odpor kola $[N]$
R_M	mez pevnosti v tahu $[MPa]$
$R_{P0,2}$	smluvní mez kluzu $[MPa]$
S_x	čelní plocha pláště $[m^2]$
S/T	délka sedlové trubky $[mm]$
X_0	přibližný počet článků řetězu $[-]$
X	počet článků řetězu $[-]$
Z_k	zatížení kola $[N]$
μ	Poissonovo číslo $[-]$
ρ	hustota vzduchu $[kg \cdot m^{-3}]$

Seznam příloh

Příloha 1: Specifikace rozměrů hlavové trubky pro klasické hlavové složení

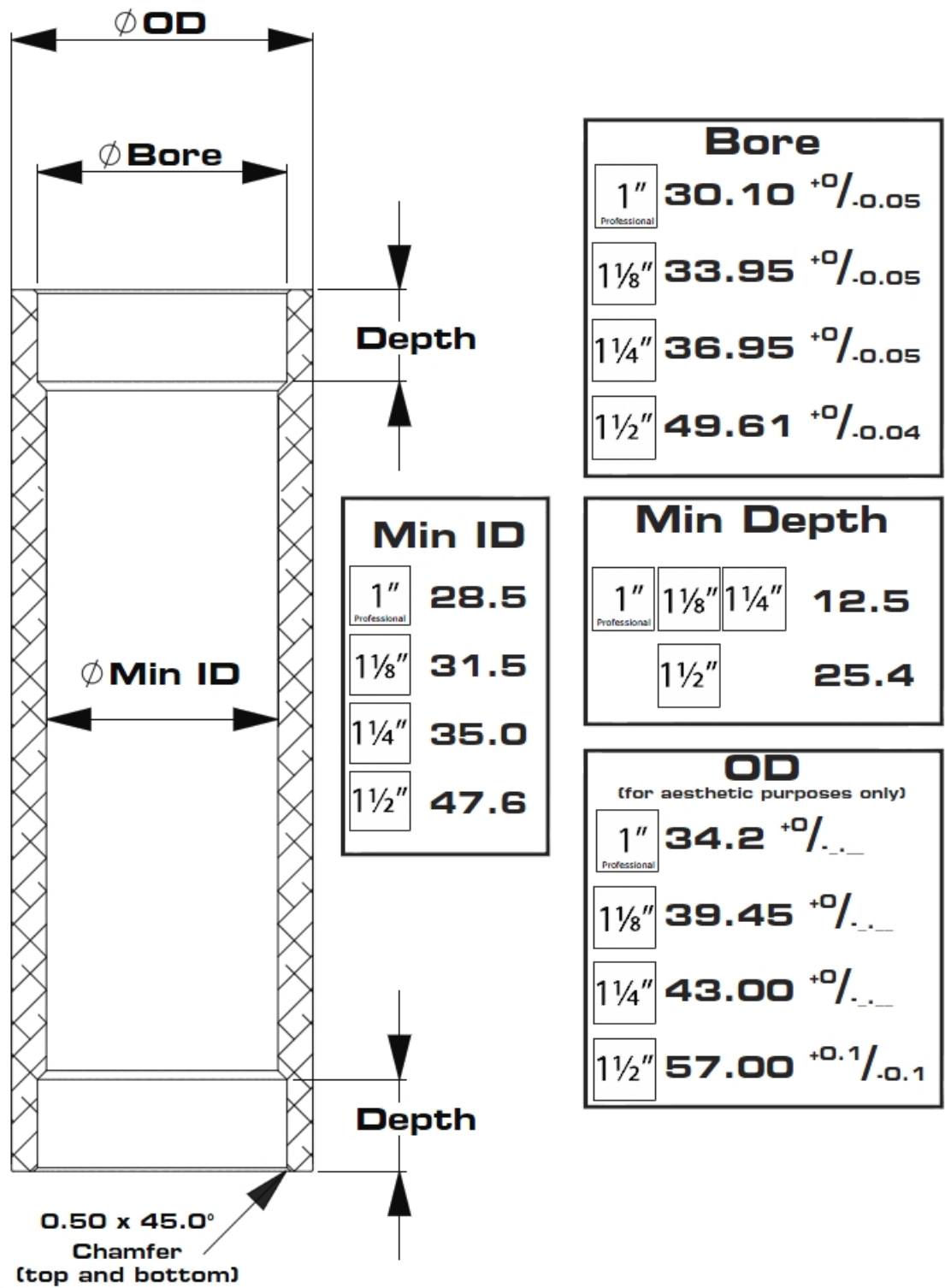
Příloha 2: Výkresová dokumentace

- Výkres sestavy (DP-11-0-00)
- Výrobní výkres rámu (DP-11-0-01)
- Geometrie rámu (DP-11-3-02)

Příloha 3: Vizualizace modelu

Příloha 4: CD

Příloha 1 - Specifikace rozměrů hlavové trubky pro klasické hlavové složení



Obr. 60: [12]