

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ ÚSTAV MECHANIKY,  
BIOMECHANIKY A MECHATRONIKY

Odbor pružnosti a pevnosti



## Bakalářská práce

Namáhání rámu bicyklu

Praha, 2018

Jakub Šulc

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Šulc** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **456391**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Namáhání rámu bicyklu**

Název bakalářské práce anglicky:

**Loading of the bicycle frame**

Pokyny pro vypracování:

1. Popište konstrukci a výrobní řešení rámu silničních bicyklů a metody jejich prověřování pevnosti a životnosti
2. Vytvořte analytické, resp. numerické modely a stanovte namáhání rámu bicyklu pro typické zatížení.
3. Zpracujte zadaná tenzometrická měření pro typický případ zatěžování rámu resp. zkoušení rámu.
4. Diskutujte shodu vypočtených a měřených hodnot

Seznam doporučené literatury:

Timošenko, S: Pružnost a pevnost I, II, Nakl. SNTL, 1951  
<https://skyciv.com/free-frame-calculator/>

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**prof. Ing. Milan Růžička, CSc., odbor pružnosti a pevnosti FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:


Datum zadání bakalářské práce: **21.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **17.08.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

  
prof. Ing. Milan Růžička, CSc.  
podpis vedoucí(ho) práce

  
prof. Ing. Milan Růžička, CSc.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

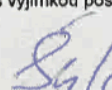
  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.  
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

**30.4.2018**

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v seznamu použité literatury.

V Praze dne .....

.....

podpis

## Poděkování

Chtěl bych poděkovat panu prof. Ing. Milanu Růžičkovi CSc. za vedení mé bakalářské práce a za veškerou pomoc, kterou mi poskytl. Dále bych chtěl poděkovat firmě Festka s.r.o., která mi umožnila podílet se na vývoji nového rámu silničního kola a speciálně Bc. Tomáši Ponížilovi za veškeré rady a pomoc při tvorbě mé práce. Poděkování patří panu Ing. Viktoru Kulíškovi za pomoc při tvorbě MKP výpočtu.

## Anotační list

<b>Jméno a příjmení autora:</b>	Jakub Šulc
<b>Název bakalářské práce:</b>	Namáhání rámu bicyklu
<b>Anglický název:</b>	Loading of the bicycle frame
<b>Akademický rok:</b>	2017/2018
<b>Ústav/odbor:</b>	Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky
<b>Vedoucí bakalářské práce:</b>	prof. Ing. Milan Růžička CSc.
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran: 52 Počet obrázků: 31 Počet příloh: 2
<b>Klíčová slova:</b>	Bicykl, rám, napětí, kompozit, analýza deformací
<b>Key words:</b>	Bicycle, frame, tension, composite, strain analysis

### Abstrakt:

Tato bakalářská práce se zabývá silničními bicykly, které jsou vyrobeny z kompozitu. V práci jsou nejprve popsány způsoby výroby rámu silničních kol, poté se práce zabývá zkušebními metodami rámu silničních kol. V práci následuje analytická metoda stanovení namáhání rámu při normalizované zkoušce. Dále je zařazena numerická metoda výpočtu deformací a napětí rámu pro popsáný typ zatížení rámu. V další části práce jsou analyzovány výsledky z tenzometrického měření v laboratoři. Na závěr je shrnuto porovnání vypočtených a naměřených hodnot.

### Abstract:

This bachelor thesis deals with road bikes made of composite. Firstly it describes the ways of making road bike frames, secondly, it follows up the methods of testing the frames. Then there is the analytical method of assessment of straining the frame within a normalized test. After that follows a numerical methods of strain and stress analysis by the described testing method. Lastly comes an analysis of the results of a tensiometric measuring in the laboratory. In conclusion there is a comparison of the numeric and the measured results.

# Obsah

1	ÚVOD.....	10
2	CÍLE .....	11
3	KONSTRUKCE A VÝROBNÍ ŘEŠENÍ RÁMŮ SILNIČNÍCH BICYKLŮ .....	11
3.1	SKLADBA RÁMU SILNIČNÍHO BICYKLU.....	11
3.2	VÝROBNÍ ŘEŠENÍ RÁMŮ SILNIČNÍCH BICYKLŮ.....	12
3.2.1	<i>Ocelové rámy</i> .....	13
3.2.2	<i>Hliníkové rámy</i> .....	14
3.2.3	<i>Titanové rámy</i> .....	15
3.2.4	<i>Rámy z kompozitu</i> .....	15
4	METODY PROVĚŘOVÁNÍ PEVNOSTI A ŽIVOTNOSTI RÁMŮ BICYKLŮ...	19
4.1	ÚNAVOVÁ ZKOUŠKA ŠLAPACÍMI SILAMI.....	19
4.2	ÚNAVOVÁ ZKOUŠKA VODROVNÝMI SILAMI .....	20
4.3	ÚNAVOVÁ ZKOUŠKA SVISLOU SILOU .....	20
5	ANALYTICKÝ MODEL STANOVENÍ NAMÁHÁNÍ RÁMU BICYKLU .....	22
5.1	VNĚJŠÍ ÚČINKY NA RÁM .....	22
5.2	VÝPOČET STATICKY NEURČITÝCH ÚČINKŮ .....	26
5.3	NAPĚTÍ V OHYBU V OBECNÉM BODĚ RÁMU.....	32
5.4	POMĚRNÉ PRODLOUŽENÍ $\varepsilon$ V OBECNÉM BODĚ RÁMU .....	32
5.5	NAPĚTÍ V OHYBU V MÍSTECH TENZOMETRŮ .....	33
5.6	POMĚRNÁ PRODLOUŽENÍ $\varepsilon$ V MÍSTECH TENZOMETRŮ .....	36
6	VÝPOČET RÁMU POMOCÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ .....	38
6.1	PROVEDENÍ MKP .....	38
6.2	POSTUP PŘI TVORBĚ VÝPOČTOVÉHO MODELU V PROGRAMU ABAQUS.....	39
6.3	VÝPOČET RÁMU JÍZDNÍHO KOLA POMOCÍ MKP.....	39
7	LABORATORNÍ ZKOUŠKY RÁMU .....	42
7.1	TENZOMETRICKÁ MĚŘENÍ.....	42
7.2	ZPRACOVÁNÍ NAMĚŘENÝCH DAT .....	44

8	ZÁVĚR.....	48
9	LITERATURA .....	50

# Seznam obrázků

OBRÁZEK 1: SCHÉMA RÁMU BICYKLU .....	11
OBRÁZEK 3: SPOJENÍ "UPÍNKOU" [13].....	13
OBRÁZEK 2: SPOJENÍ POMOCÍ SVARU [14].....	13
OBRÁZEK 4: HLINÍKOVÝ RÁM [15] .....	14
OBRÁZEK 5: DETAIL PŘÍPRAVY SPOJE [12].....	15
OBRÁZEK 6: MONTÁŽNÍ PŘÍPRAVEK [12].....	15
OBRÁZEK 7: JÁDRO Z LATEXU [11].....	17
OBRÁZEK 8: ZKOUŠKA ŠLAPACÍMI SILAMI [7] .....	19
OBRÁZEK 9: ZKOUŠKA VODOROVNÝMI SILAMI [7].....	20
OBRÁZEK 10: ZKOUŠKA SVISLOU SILOU [7] .....	21
OBRÁZEK 11: ZKOUŠEBNÍ RÁM PŘI ZKOUŠCE SVISLOU SILOU [8] .....	21
OBRÁZEK 12: SCHÉMA ZATÍŽENÍ RÁMU .....	22
OBRÁZEK 13: ROZLOŽENÍ SIL ZADNÍ TROJÚHELNÍK .....	23
OBRÁZEK 14: GEOMETRIE SIL ZADNÍ TROJÚHELNÍK .....	23
OBRÁZEK 15: REAKCE PŘEDNÍ VIDLICE .....	24
OBRÁZEK 16: VNĚJŠÍ ÚČINKY HLAVNÍ TROJÚHELNÍK .....	25
OBRÁZEK 17: POSOUVAJÍCÍ SÍLY .....	26
OBRÁZEK 18: VNĚJŠÍ ÚČINKY.....	27
OBRÁZEK 19: SCHÉMA RÁMU S VYZNAČENÝMI MÍSTY TENZOMETRŮ .....	33
OBRÁZEK 20: PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU [16].....	37
OBRÁZEK 21: PRŮBĚH DEFORMACE RÁMU [16] .....	37
OBRÁZEK 22: MODEL RÁMU V PROSTŘEDÍ ABAQUS .....	40
OBRÁZEK 23: ROZLOŽENÍ POSUVU U .....	41
OBRÁZEK 24: UMÍSTĚNÍ TENZOMETRŮ [8].....	43
OBRÁZEK 25: SCHÉMA ZAPOJENÍ TENZOMETRŮ [3].....	44
OBRÁZEK 26: ZÁZNAM SIGNÁLU MÍSTO 1 .....	44
OBRÁZEK 27: ZÁZNAM SIGNÁLU MÍSTO 2 .....	45
OBRÁZEK 28: ZÁZNAM SIGNÁLU MÍSTO 3 .....	45
OBRÁZEK 29: ZÁZNAM SIGNÁLU MÍSTO 4 .....	46
OBRÁZEK 30: ZÁZNAM SIGNÁLU MÍSTO 5 .....	46
OBRÁZEK 31: ZÁZNAM SIGNÁLU MÍSTO 6 .....	47



# Seznam tabulek

TABULKA 1: OHYBOVÉ MOMENTY POSUNUTÍ $u$ .....	27
TABULKA 2: OHYBOVÉ MOMENTY POSUNUTÍ $v$ .....	31
TABULKA 3: OHYBOVÉ MOMENTY NATOČENÍ $\varphi$ .....	31
TABULKA 4: OHYBOVÉ MOMENTY V MÍSTECH TENZOMETRŮ .....	34
TABULKA 5: MODULY PRŮŘEZU V OHYBU $W_o$ .....	35
TABULKA 6: NAPĚTÍ V OHYBU $\sigma_o$ .....	35
TABULKA 7: POMĚRNÁ PRODLOUŽENÍ $\varepsilon$ .....	36
TABULKA 8: POMĚRNÁ PRODLOUŽENÍ $\varepsilon$ MKP ANALÝZA .....	41
TABULKA 9: NAMĚŘENÁ POMĚRNÁ PRODLOUŽENÍ $\varepsilon$ .....	47
TABULKA 10: POROVNÁNÍ POMĚRNÝCH DEFORMACÍ $\varepsilon$ .....	48

# 1 Úvod

Téma této bakalářské práce vzniklo ve spolupráci s firmou Festka s. r. o. Společnost se zabývá výrobou převážně silničních rámu jízdních kol, ale také výrobou rámu dráhových, cyklokrosových a horských kol. Zaměřuje se hlavně na produkci z karbonu, ale produkuje i rámy z oceli, titanu nebo kombinuje karbon a titan v rámci jednoho rámu.

Ve své práci se budu zabývat namáháním rámu, který byl vyroben z navíjených karbonových trubek, které jsou lepeny ve výsledný rám. Celé měření, které přede mnou provedl Bc. Tomáš Ponížil a jehož naměřená data budu zpracovávat, probíhalo na zkušebním rámu Festka One.

Tento rám byl testován v typických zátěžových situacích. Mým cílem je vytvořit analytický, respektive numerický model rámu a stanovit namáhání rámu v těchto případech. Dalším krokem je zpracování naměřených dat z tenzometrického měření. Závěrem práce je shrnutí naměřených a vypočtených hodnot a vzájemné porovnání.

## 2 Cíle

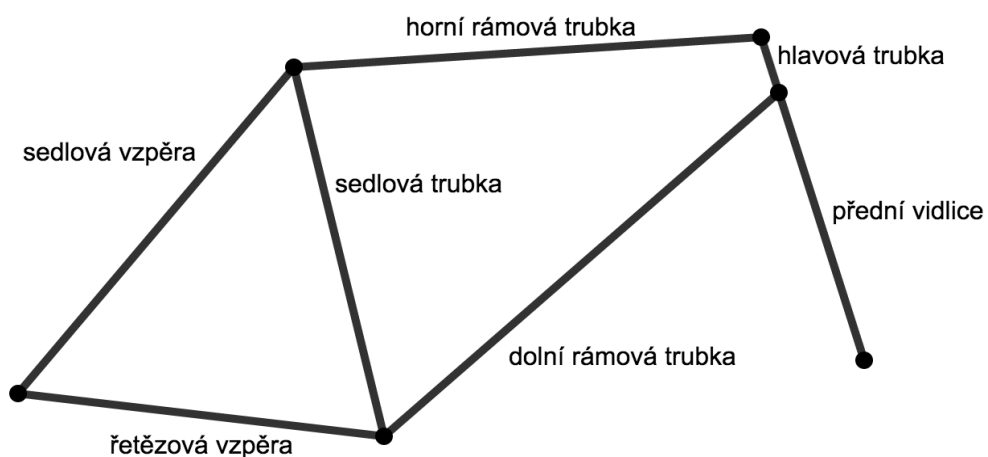
V této bakalářské práci jsou stanoveny tyto cíle:

1. Popsat konstrukci a výrobní řešení rámu silničních bicyklů a metody jejich prověřování pevnosti a životnosti
2. Vytvořit analytické, resp. numerické modely a stanovit namáhání rámu bicyklu pro typická zatížení.
3. Zpracovat zadaná tenzometrická měření pro typický případ zatěžování rámu, resp. zkoušení rámu.
4. Diskutovat shodu vypočtených a měřených hodnot

## 3 Konstrukce a výrobní řešení rámu silničních bicyklů

### 3.1 Skladba rámu silničního bicyklu

Rám je základním stavebním prvkem každého bicyklu. Tvoří kostru jízdního kola, na kterou jsou upevňovány téměř veškeré ostatní komponenty. Obvykle se rám jízdního kola skládá z hlavního trojúhelníku, který obsahuje trubku hlavovou, horní rámovou, dolní rámovou a také sedlovou. Dále se skládá ze zdvojeného zadního trojúhelníku, který obsahuje řetězovou a sedlovou vzpěru.



Obrázek 1: Schéma rámu bicyklu

Hlavová trubka obsahuje hlavové složení, do něhož je vložena vidlice. V této trubce se sbíhají horní a dolní rámová trubka. Horní rámová trubka obvykle vede vodorovně od hlavové trubky a spojuje ji s trubkou sedlovou. Někdy má také mírný sklon směrem k sedlové trubce.

Do vidlice je umístěno přední kolo a zároveň je na ní umístěna přední brzda, ať už v horní části v případě použití ráfkových brzd, nebo v dolní části při montáži brzd kotoučových.

Sedlová trubka spojuje horní rámovou trubku se středem rámu, ve kterém se sbíhají sedlová, dolní rámová trubka a řetězové vzpěry. Na sedlovou trubku na jejím horním konci obvykle navazuje „sedlovka“, na kterou je montováno sedlo. Na tuto trubku je též umístěn přesmykač a vede po ní nebo uvnitř trubky potřebná kabeláž. Často jsou do trubky předvrtané díry pro umístění držáku na láhev.

Spodní rámová trubka uzavírá hlavní trojúhelník a spojuje tedy pod specifickým úhlem střed s hlavovou trubkou. U některých rámu je uvnitř nebo vně trubky vedena kabeláž od řazení a brzd. Jsou zde předvrtány díry na montáž držáku na láhev. Dříve bylo přímo na této trubce umístěno řazení.

Střed kola je specifická trubka, ve které se sbíhají sedlová a dolní rámová trubka spolu se řetězovými vzpěrami. Trubka je krátká s poměrně velkým průměrem, aby do ní šlo umístit středové složení. Dále také proto, že se zde předpokládá velké namáhání.

Sedlové vzpěry vedou od sedlové trubky a spojují se v místě upevnění zadního kola k rámu. Vzpěry jsou dvě, na každé straně rámu jedna. U většiny silničních kol s ráfkovými brzdami je v horní části vzpěr umístěna zadní brzda.

Řetězové vzpěry jsou také zdvojené a vedou od středu rámu také do místa upevnění zadního kola. Spolu se vzpěrami sedlovými tvoří zadní vidlici. Při použití kotoučových brzd se v místě spojení levé sedlové a řetězové vzpěry nachází příprava pro montáž třmenu zadní brzdy.

### 3.2 Výrobní řešení rámu silničních bicyklů

Rámy jízdních kol se vyrábějí mnoha způsoby a z mnoha různých materiálů. Můžeme se nejčastěji setkat s rámy z oceli, duralových slitin, titanu a karbonových vláken. Postupně zde budou stručně představeny všechny varianty rámu, které jsou výše uvedeny. Materiál rámu vybíráme vždy za účelem dosažení co nejlepších vlastností jako

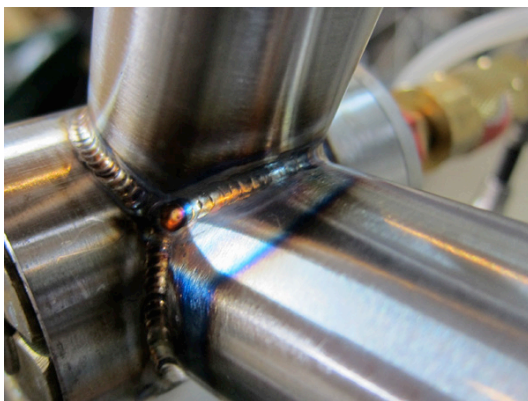
jsou hmotnost, tuhost, pevnost v tahu a další vlastnosti. Vždy je ale důležitou složkou výběru materiálu také cena.

### 3.2.1 Ocelové rámy

Rámy se z oceli vyrábí již mnoho let. Jedná se o jednu z nejméně složitých variant výroby jízdních kol, která se dodnes využívá. Výhodami rámu z oceli jsou poměrně velká tuhost, snadná zpracovatelnost a také relativně nízká cena. Tyto rámy samozřejmě nemohou svojí hmotností konkurovat karbonovým ráům, ale najdou uplatnění ve výrobě pro běžného uživatele s menšími nároky.

Klasická výroba, která se nyní již moc nepoužívá, využívala takzvaných „upínek“ ke spojení jednotlivých trubek dohromady. Výhodou této metody bylo, že zde nevznikaly teplotně ovlivněná místa kolem spojů, která měla špatný vliv na vlastnosti svařovaných trubek. Dále také snazší opravitelnost rámu spojovaných upínkami. S příchodem nových technologií svařování, jako TIG a MIG, se v komerční výrobě začalo mnohem více využívat svařování místo upínek. U dražších a luxusních modelů rámu z oceli se ale stále upínky využívají.

Rámy se v současnosti vyrábějí pomocí technologie TIG svařování, která je ekonomicky výhodnější. Trubky jsou umístěny do přípravku, kde jsou pevně uchyceny, aby nedošlo k posunu při svařování a aby bylo dosaženo přesné požadované geometrie rámu. Následně jsou trubky svařovány a vytvoří tak rám jízdního kola. Takové rámy mají výhodu ve své odolnosti, relativně vysoké pevnosti a nižší ceně. Nevýhodou je vyšší hmotnost takto vyráběných rámu.



Obrázek 3: Spojení pomocí svaru [14]



Obrázek 2: Spojení "upínkou" [13]

### 3.2.2 Hliníkové rámy

Hliník a jeho slitiny mají v porovnání s ocelí nižší tuhost, což jej na první pohled nepředurčuje k použití při výrobě rámu bicyklů. Hliník má ale vyšší tuhost v poměru s hmotností, což je důležitý faktor při výrobě rámu.

V minulosti nebyl hliník tak hojně využíván, vše se ale změnilo s vývojem hliníkových slitin, které byly postupně modifikovány, až nakonec vznikly cenově dostupné slitiny vhodné k výrobě jízdních kol, jako jsou AL 7005 a AL 6061. Problémem bylo také svařování hliníku, ale s novými metodami a automatizací odpadly i tyto problémy a výroba rámu z hliníku se těší velké oblibě. Hliníkové rámy jsou typické trubkami s větším průměrem než u ocelových rámu, aby se docílilo ekvivalentní ohybové a torzní tuhosti. Je také důležité zvolit správný poměr tloušťky stěny a průměru trubky, což je nutné k dosažení celkové pevnosti rámu. Z důvodu nižší hmotnosti hliníku však nezpůsobí větší průměr trubek problém s hmotností rámu. Ve výrobě se také využívají trubky s proměnlivou tloušťkou stěny, uprostřed je trubka tenčí než na koncích. Firmy tuto technologii využívají k ušetření váhy a k dosažení lepších výsledných vlastností rámu.



Obrázek 4: Hliníkový rám [15]

### 3.2.3 Titanové rámy

Titan je asi nejdražším a nejzajímavějším kovem, který je používán pro výrobu jízdních kol. Je využíván hlavně pro svůj výborný poměr tuhosti a hmotnosti. Titanové rámy bývají z trubek s menším průměrem než trubky z hliníku. Titanové rámy dosahují výborných vlastností, a to hlavně tuhosti a hmotnosti celého rámu. Nevýhodou titanových rámu je technologická náročnost spojování trubek. Dříve se využívaly hliníkové upínky, pomocí kterých se trubky spojovaly dohromady. Dnes se již využívají moderní svářecí technologie, jakou jsou TIG a GTAW.

Postup při výrobě titanových rámu je obdobný jako u výroby ocelových nebo hliníkových rámu. Trubky jsou nejprve připraveny na požadovanou délku. Poté se upravují zakončení trubek pro následné spojení s ostatními trubkami. Následně se trubky pečlivě umístí do montážního přípravku. Poté následuje svařování trubek ve výsledný rám.

Výroba z titanu se těší poměrně velké popularitě hlavně v USA a Kanadě. Rámy z titanu jsou typické svým designem, který je specifický trubkami s malým průměrem. Pro velkosériovou výrobu se většinou nepoužívá titan, a to hlavně kvůli vyšší pořizovací ceně výsledného produktu.



Obrázek 5: Detail přípravy spoje [12]



Obrázek 6: Montážní přípravek [12]

### 3.2.4 Rámy z kompozitu

Pro výrobu rámu jízdních kol se v dnešní době používají různé technologie. Rámy se vyrábějí z prepregů nebo z kompozitových tkanin ve formě, která se vakuuje a teplotně vytvrdí. Obvykle se takto vyrábí symetrická polovina rámu a rám se sestaví slepením obou polovin. Rám lze také vyrábět náročnějším způsobem jako monokok. Další

variantou výroby je technologie sestavení rámu z navíjených nebo pultrudovaných kompozitových trubek.

#### *3.2.4.1 Výroba rámu z prepregů a tkanin*

Tuto metodu využívají hlavně větší výrobci, protože je vhodná pro velkosériovou výrobu. Pro tuto technologii je nutná výroba drahých ocelových forem, ve kterých se za vysokých teplot kompozit lisuje. Výhodou je, že lze jednoduše vrstvit materiál a snadněji se dosáhne požadovaného množství v konkrétním místě. Další výhodou je také možnost výroby různých tvarů a prohnutí trubek, což umožňuje atraktivní designová řešení rámu. Mezi nevýhody určitě musíme přiřadit skladování prepregu, který se musí skladovat v mrazicích boxech, a i přesto musí být poměrně rychle spotřebován. Nevýhodou je i samotný prepreg, protože se vyrábí jen s vysokopevnostními vlákny a vysokomodulová vlákna se nepoužívají.

Jednou z možných technologií výroby rámu z prepregu je nejprve výroba jednotlivých částí rámu a následné spojování v jeden celek. Tak jak popisuje svoji výrobu firma Guru cycles [11]. Tento způsob má zcela jistě jednu nespornou výhodu a tou je možnost vícero použití jednotlivých částí rámu. Problém vzniká v místech spoje, kde narůstá hmotnost rámu a zároveň zde může klesat celková pevnost. Dále se také řeší, kde by mělo být místo spoje trubek. Některé firmy jej realizují uprostřed trubky, jiné zase v místech konce trubky. I při konstrukci rámu z karbonu však zůstávají využity některé kovy. Používají se u tvarově více náročných dílů, jako je zadní „patka“ neboli místo uchycení zadního kola do rámu. Dále se také kov využívá v místech, kde jsou vytvořeny závity, jako například v místě montáže středového složení. Kov se také využívá v oblasti



montáže hlavového složení. Tyto části se do rámu buď vlepují nebo jsou na rám následně montovány.



*Obrázek 7: Jádro z latexu [11]*

Při této technologii výroby se používají jádra, která jsou převážně z latexu a bývají dutá. Jádro musí být naplněno například skleněnými kuličkami a až poté se vrství samotné pláty karbonu. Po nakladení všech vrstev karbonu se jádro vloží do formy, která je podélně dělená a vše se následně umístí do lisu, který je zahřát na 130°C. Do jádra je pod tlakem přivedena kapalina nebo vzduch a kompozit se zapéká přibližně 40 minut. Přesná teplota a čas závisí na konkrétním výrobcí. Po uplynutí stanoveného časového úseku se nejprve odstraní kuličky a poté se z formy vyjme latexové jádro.

Výše popsaná metoda není jedinou možnou a různí výrobci vyvinuly různé modifikace této metody. Rozdíly jsou hlavně v místech spojení rámu v celek. Ale také v použitém jádru, mohou se použít například pevná jádra, která se následně vytaví. Specifickou technologii výroby mají například firmy Trek nebo Scott. První z jmenovaných společností vyrábí rám ze dvou podélně rozdělených polovin, které jsou následně spojeny při vytvrzování. Úplného odstranění problémů se spoji dosáhla druhá ze zmíněných firem, a to tak, že vyrábí rám jako jeden celek. Tato metoda je značně finančně náročná, protože je zapotřebí velkých, drahých forem. Proto se takto vyrábí pouze vrcholové modely této značky. [4]

### 3.2.4.2 Výroba rámu z navíjených trubek

Další možností výroby rámu jízdního kola z kompozitu je technologie výroby z navíjených trubek. Touto technologií vyrábí rámy společnost Festka s.r.o., takže i zkušební rám, kterým se tato práce zabývá byl vyroben tímto způsobem. První z velkých výhod je absence velkých a drahých forem. Druhou výhodou je možnost nákupu trubek navíjených z vysokomodulových vláken, která jsou navíc navíjena pod přesně požadovaným úhlem, a tudíž je možno dosáhnout vyšší celkové pevnosti a tuhosti rámu. Odpadá zde i mnoho nepříjemností spojených s vadou materiálu, jako jsou bubliny, zvlnění vrstev nebo dokonce nepropojení materiálu. Mezi nevýhody musíme zařadit spojování jednotlivých trubek mezi sebou. Spoje jsou totiž realizovány ve vysoce namáhaných místech a je proto nutné je vyztužovat, což vede k zvýšení hmotnosti. Nevýhodou může být i to, že při výrobě z navíjených trubek zatím nelze dosáhnout tak rozmanitých tvarů jako při výrobě z forem.

U této technologie odpadá nutnost skladování prepregů, které je náročné a je také mnohem snazší modifikovat geometrii rámu na přání jednotlivých zákazníků. Je tedy možné vyrábět kola na míru. Dalším důležitým faktorem je menší množství odpadu z výroby. Při výrobě z prepregu je velké množství odpadu, což je pro malou firmu finančně nákladné, ale hlavně zde vzniká ekologicky zatěžující odpad, který se velmi složitě likviduje.

Firma Festka vyrábí rámy z nakupovaných navíjených trubek od společnosti Compotech, které následně připraví na míru pro konkrétní rám. Následně připraví konce trubek pro spojení a následuje umístění do montážního přípravku, kde jsou spoje provedeny s ohledem na přesnou geometrii. Následuje vytvrzení spojů v peci. Na závěr jsou umístěny přípravy pro vedení bowdenů. V zadní stavbě je použita titanová zadní patka k uchycení zadního kola.

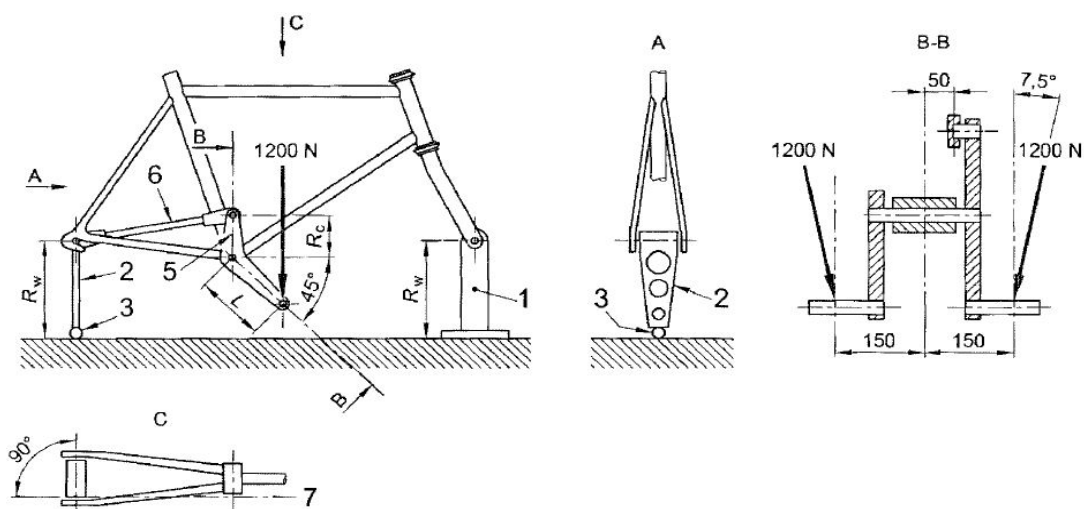
## 4 Metody prověřování pevnosti a životnosti rámu bicyklů

Všechny rámy silničních, ale i ostatních bicyklů musí před uvedením na trh splňovat předepsané standardy, zejména zmiňme normu ISO 4210. Tato norma popisuje zejména zkoušky statické a únavové pevnosti a životnosti. Jednotlivé rámy je potřeba mezi sebou porovnávat a porovnání mezi jednotlivými zkušebními je obtížné, proto byly vyvinuty statické zkoušky tuhosti, které v současné době nejsou normovány a řídí se čistě interními postupy.

Zkušební rám byl podroben únavovým zkouškám šlapacími silami, vodorovnými silami a svislou silou se sníženým počtem cyklů a zatížením. Schéma těchto zkoušek je zobrazeno na obrázcích 8 až 10. Z důvodu použití rámu při dalších testech byla snížena hladina zatížení na cca 2/3 předepsané hodnoty. Dále byly provedeny i zkoušky tuhosti.

### 4.1 Únavová zkouška šlapacími silami

Zkouška simuluje šlapání ve stoje. Rám je uchycen pomocí ocelové tyče namísto přední vidlice. Vazba má dva stupně volnosti: rotace kolem osy náboje a kolem osy hlavového složení. Zadní část rámu je uchycena přes patky otočně k přípravku simulujícímu zadní kolo, ten je pomocí kulového čepu spojen s podložkou. Zatížení je aplikováno střídavě do přípravku, který nahrazuje kliky a řetěz. Podle normy by rám měl být zatěžován silou 1200 N po dobu 100 000 cyklů. Během této zkoušky by se u



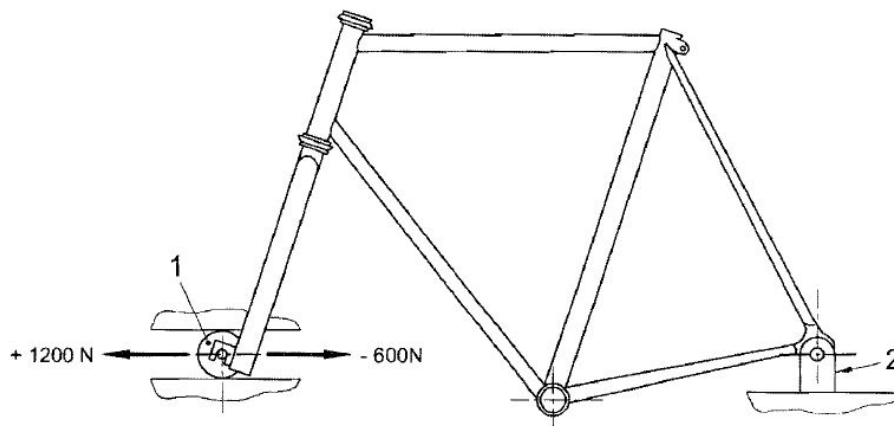
Obrázek 8: Zkouška šlapacími silami [7]

kompozitových rámu neměla výchylka v místě zatížení zvětšit o více jak 20%. V našem případě byla maximální síla zvolena 800 N po dobu 1000 cyklů.

Právě tento typ zkoušky, jako typický případ zatěžování bicyklu, byl pro tuto bakalářskou práci vybrán pro výpočet rámu kola a porovnání s experimentálními měřeními.

## 4.2 Únavová zkouška vodorovnými silami

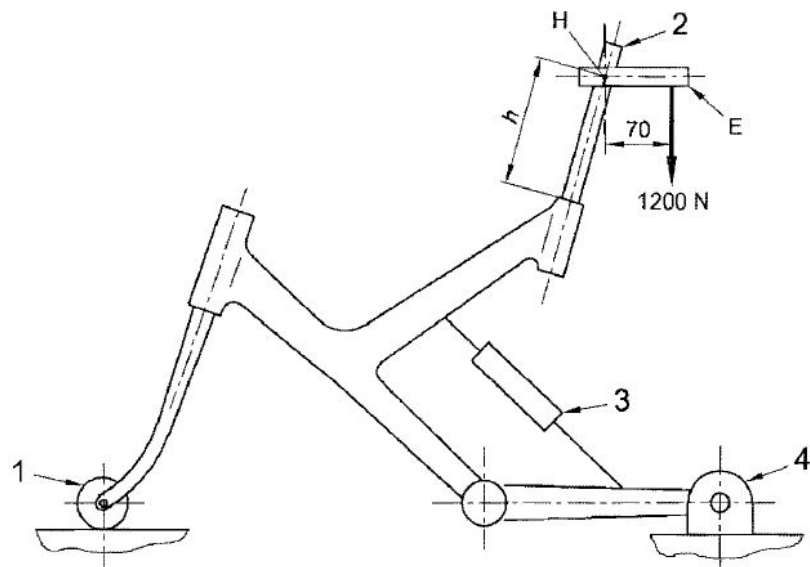
Zkouška ověřuje odolnost rámu vůči vodorovným silám působícím na osu předního kola. Rám je uchycen v patkách rotační vazbou k podložce a zatěžován vodorovnou silou do předního náboje střídavě k a od osy zadního kola. Zkouška byla provedena i v nastavení vyvinutém společností EFBE, kdy je fixován vertikální pohyb šlapacího středu, čímž se simuluje hmotnost jezdce a soustředí zatížení do předního trojúhelníku a zatěžuje se kolmo k ose hlavového složení. Předepsané zatížení je 1200 N ve směru jízdy a 600 N proti směru jízdy po dobu 50 000 cyklů. Výchylka v místě zatížení opět nesmí přesáhnout 20%. Úroveň zatížení v našem případě byla snížena na 800 N ve směru od zadní osy a 350 N k zadnímu náboji a počet cyklů byl redukován na 1000 cyklů. [7]



Obrázek 9: Zkouška vodorovnými silami [7]

## 4.3 Únavová zkouška svislou silou

Zkouškou je simulována jízda jezdce v sedle. Přední i zadní osa jsou uchyceny rotační vazbou k základu a je umožněna rotace kolem os nábojů a hlavového složení. Zatížení je aplikováno přes tuhou tyč nahrazující sedlovou trubku. Předepsaná síla je opět 1200 N po dobu 50 000 cyklů, maximálně 25 Hz. Zatížení má míjivý charakter. Síla byla redukována na 800 N a počet cyklů na 1000 cyklů. [7]



Obrázek 10: Zkouška svislou silou [7]



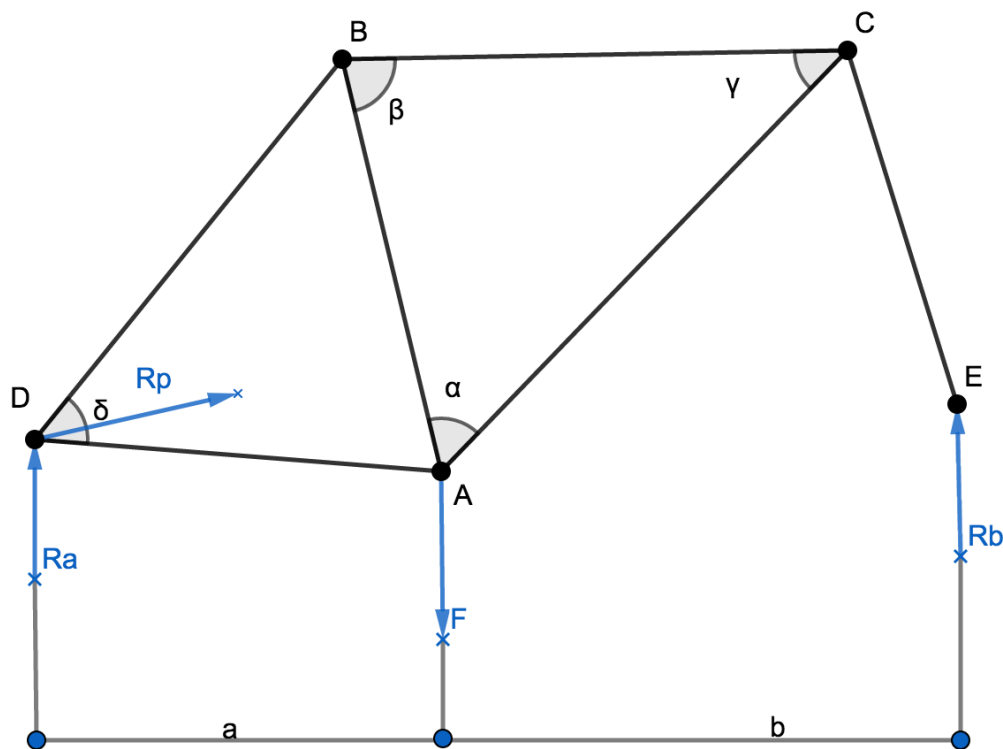
Obrázek 11: Zkušební rám při zkoušce svislou silou [8]

## 5 Analytický model stanovení namáhání rámu bicyklu

V následující části se bude práce věnovat analytickému modelu rámu při zatěžovací zkoušce. Nejprve byl sestaven výpočtový model pro výše popsanou zkoušku šlapacími silami. Tato konfigurace předpokládá uložení vidlice a patek zadní stavby v kloubových podporách. Přední podpora je pevně uchycena k podložce, zatímco zadní podpoře je umožněn posuv po podložce. Silové působení je aplikováno na přípravek simulující kliky s pedály. Prvním krokem bylo sestavení obecného modelu a následně byly dosazeny konkrétní hodnoty silového působení, které byly nastaveny při průběhu realizované zkoušky.

### 5.1 Vnější účinky na rám

Geometrii rámu a označení potřebných veličin znázorňuje Obrázek 12. Pro tento výpočet byl zjednodušen rám v oblasti hlavové trubky. Z důvodu velké tuhosti v této oblasti je možné uvažovat spojení dolní a horní rámové trubky v jednom bodě. Výpočet byl omezen pouze na hlavní trojúhelník.



Obrázek 12: Schéma zatžení rámu

Rám byl při zkoušce šlapacími silami upevněn k podložce přes patku a také přes trubku nahrazující vidlici. Zatížení bylo aplikováno přes přípravek, který simuluje řetěz a přenáší zatížení do zadní stavby.

Z modelu rámu vyplývá, že zatěžující síla vyvolala reakce  $R_a$  a  $R_b$  v místech, kde je rám upevněn k podložce. Prvním krokem bylo tedy vyjádření těchto reakcí. Nejprve byly sestaveny rovnovážné rovnice:

$$\sum F_y: R_a + R_b - F = 0 \quad (5.1.1)$$

$$\sum M_A: R_b \cdot b - R_a \cdot a = 0 \quad (5.1.2)$$

Z první rovnice bylo vyjádřeno  $R_a$  a dosazeno do druhé rovnice:

$$R_a = F - R_b$$

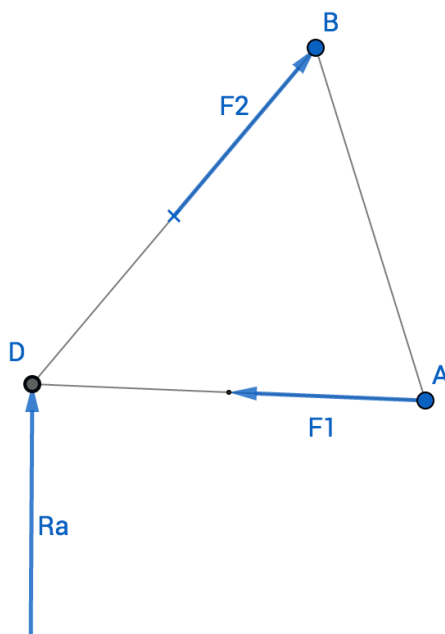
$$R_b \cdot b = F \cdot a - R_b \cdot a$$

$$R_b \cdot (b + a) = F \cdot a$$

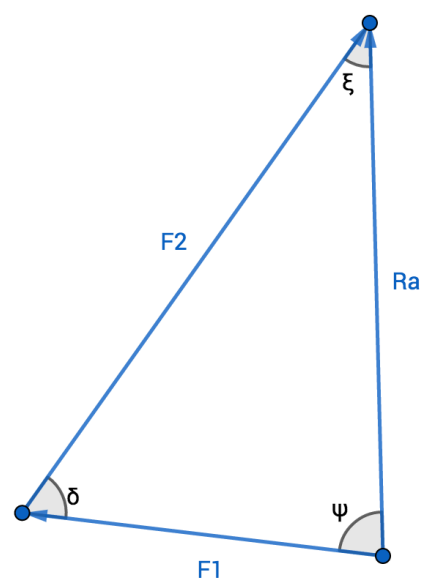
$$R_b = \frac{F \cdot a}{a + b}$$

$$R_a = F \cdot \left(1 - \frac{a}{a + b}\right)$$

Dalším krokem byl výpočet sil, ve které se rozloží reakce  $R_a$  a které budou působit přímo na hlavní trojúhelník v místech spojení hlavního a zadního trojúhelníku. Síly budou



Obrázek 13: Rozložení sil zadní trojúhelník



Obrázek 14: Geometrie sil zadní trojúhelník

ležet na svých nositelkách, kterými jsou řetězová a sedlové vzpěry, viz Obrázek 13. Síly mohou být volně posouvány po jejich nositelkách až k místu působení na hlavní trojúhelník. Síly  $F_1$  a  $F_2$  byly vyjádřeny pomocí reakce  $R_A$  a vnitřních úhlů v zadním trojúhelníku. Síly svírají úhel  $\delta$ , stejně jako zadní vzpěry. Do těchto sil se také rozloží síla, která vzniká jako reakce na moment, jenž vzniká z působení zatěžovací síly do přípravku, viz Obrázek 8. Tato síla  $F_r$  byla vypočtena z geometrie přípravku:

$$R_p = \frac{F \cdot L}{R_c} \quad (5.1.3)$$

kde,  $F$  je zatěžovací síla a  $L$  a  $R_c$  jsou ramena přípravku.

Takto vypočtená reakce je přenesena tyčí, která simuluje řetěz na zadní stavbu a rozkládá se do sil  $F_1$  a  $F_2$ .

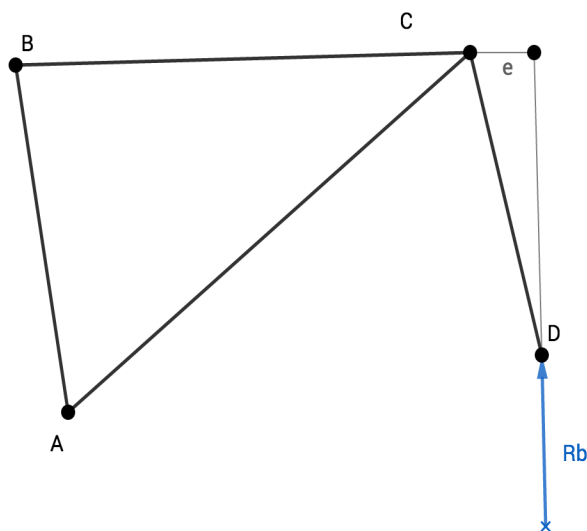
Reakce  $R_A$  je kolmá k podložce. Z geometrie rámu byl vyjádřen úhel  $\psi$ , který svírá reakce  $R_A$  se silou  $F_1$  a také úhel  $\xi$ , který svírá reakce  $R_A$  se silou  $F_2$ . Síly poté byly vyjádřeny pomocí Sinové věty:

$$\frac{R_A}{\sin \delta} = \frac{F_2}{\sin \psi} = \frac{F_1}{\sin \xi} \quad (5.1.4)$$

Poté se tedy jednotlivé síly rovnají:

$$F_1 = \frac{R_A \cdot \sin \xi}{\sin \delta}$$

$$F_2 = \frac{R_A \cdot \sin \psi}{\sin \delta}$$



Obrázek 15: Reakce přední vidlice

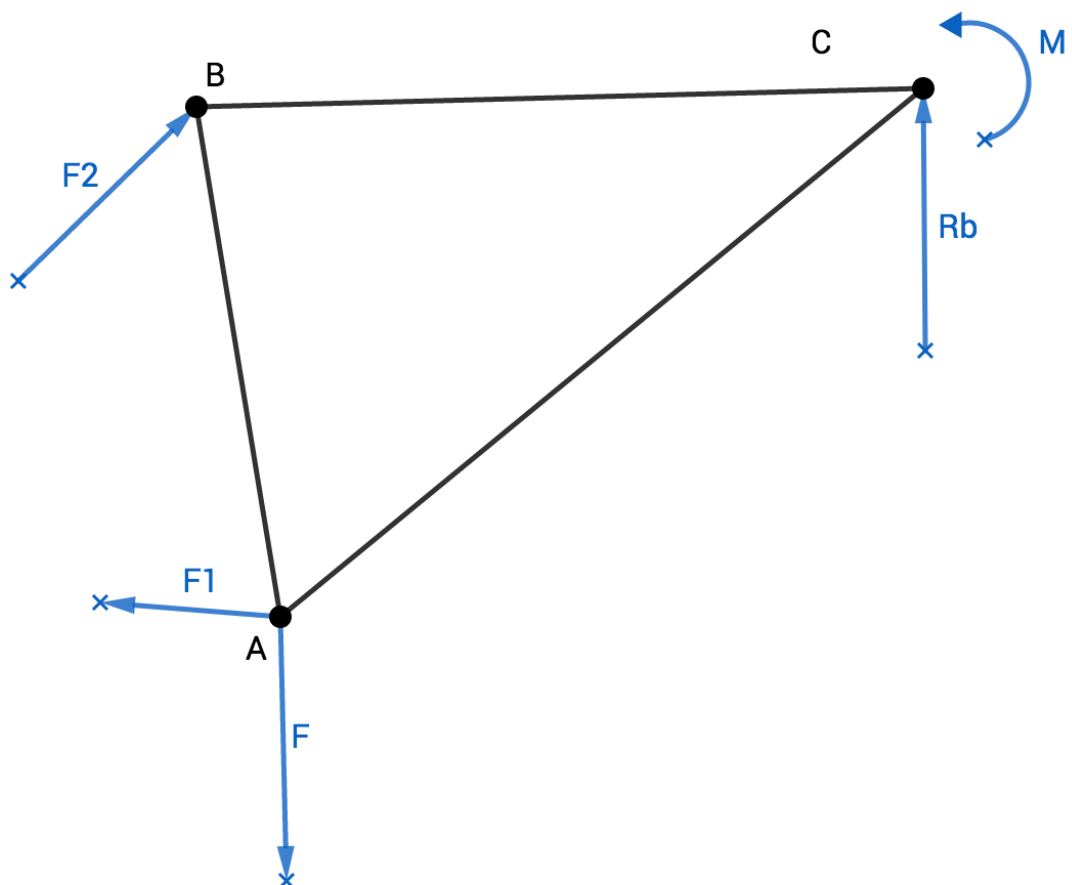


Do sil  $F_1$  a  $F_2$  se také rozloží síla  $R_b$ , která vzniká od přenosu zatěžovací síly do zadního trojúhelníku. K získaným silám je tedy nutno přičíst sílu  $R_b$ , která se rozloží do již vypočtených sil, působících na zadní stavbu rámu, viz Obrázek 12.

Tímto byla vyřešena reakce  $R_b$  a síly, které působí na zadní stavbu rámu. Dále bylo potřeba vyřešit účinky reakce  $R_b$ . Pro výpočtový model přeneseme její působení do místa spojení horní a dolní rámové trubky. Pro zachování rovnováhy doplníme působení přenesené reakce momentem  $M_c$ , pro který platí:

$$M_c = R_b \cdot e \quad (5.1.5)$$

Nyní jsou vyřešeny všechny vnější účinky působící na hlavní trojúhelník rámu. Všechny uvažované vnější účinky jsou zobrazeny, viz Obrázek 16.

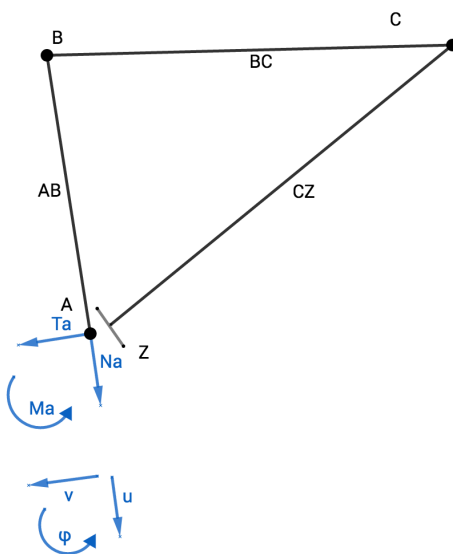


Obrázek 16: Vnější účinky hlavní trojúhelník

## 5.2 Výpočet staticky neurčitých účinků

Dále bylo vycházeno z teorie křivých prutů a ráků. Hlavní trojúhelník rámu kola představuje v tomto smyslu 3x staticky neurčitý rám. Vnitřní účinky rámu řešíme v daném místě pomocí metody řezu. Rám v daném místě rozpojíme, jeden konec vetkneme a na druhý konec připojíme vnitřní silové a momentové účinky. Jedná se o tři staticky neurčité veličiny, které byly tedy připojeny v tomto případě do bodu A. Neznámými účinky tedy budou tečná síla k průřezu trubky  $T_a$ , dále normálová síla  $N_a$ , která působí kolmo na průřez trubky a posledním staticky neurčitým účinkem bude vnitřní ohybový moment  $M_a$ . Poté bylo nutné určit tři deformační podmínky, které zajistí původní integritu rámu v místě uvolnění. Podmínky jsou:

- $u_A = 0$  (Posuv v bodě A ve směru síly  $N_a$  je roven nule)
- $v_A = 0$  (Posuv v bodě A ve směru síly  $T_a$  je roven nule)
- $\varphi_A = 0$  (Natočení v bodě A je rovno nule)

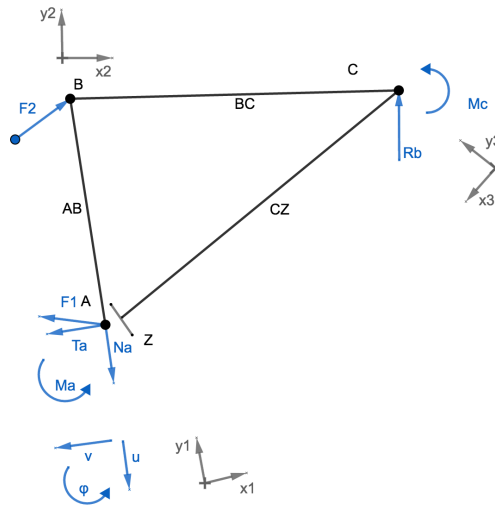


Obrázek 17: Posouvající síly

Celý rám byl rozdělen na tři pole, pole AB, BC a CZ. V bodě Z je rám vetknutý, tudíž s ním je možno dále pracovat jako s křivým prutem. Pro výpočet staticky neurčitých účinků byla použita metoda sestavení Mohrova integrálu. Vznikly tedy celkem tři rovnice, vycházející z výše uvedených tří deformačních podmínek, pro tři neznámé  $T_a$ ,  $N_a$  a  $M_a$ . První rovnice vychází z podmínky  $u_A = 0$ . Platí tedy:

$$u_A = 0 \wedge u_A = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \int_{(l)} M_o(x) \cdot m_o^{u(1)} dx, \quad (5.2.1)$$

kde  $m_o^{u(1)}$  je ohybový moment, který vzniká od jednotkové síly, připojené ve směru posouvající síly  $N$ . V poli  $AB$  nevzniká žádný ohybový moment od připojené síly, protože síla je rovnoběžná s trubkou. Vyjádření veličin potřebných pro Mohrův integrál ukazuje Tabulka 1. [2]



Obrázek 18: Vnější účinky

Tabulka 1: Ohybové momenty posunutí  $u$

Pole	$M_o(x)$	$m_o^{u(1)}(x)$
AB	$M_A - T_A \cdot x_1 - F_{x1} \cdot x_1 + F_{1x1} \cdot x_1$	„0“
BC	$M_A - F_{2y2} \cdot x_2 + F_{y2} \cdot (x_2 - p) - N_{Ay2} \cdot (x_2 - p) - T_{Ay2} \cdot (x_2 - p) - F_{1y2} \cdot (x_2 - p)$	$1''_{(y2)} \cdot (x_2 - p)$
CZ	$M_A - M_C + R_{By3} \cdot x_3 + F_{2y3} \cdot (z - x_3) + [F_{y3} - N_{Ay3} + T_{Ay3} - F_{1y3}] \cdot [f - x_3]$	$1''_{(y3)} \cdot (f - x_3)$

Po dosazení do zmíněné první deformační podmínky obdržíme:

$$u_A = \frac{1}{E \cdot J} \left\{ \int_0^k [M_{o(AB)}(x_1) \cdot m_{o(AB)}(x_1)] dx_1 + \int_0^l [M_{o(BC)}(x_2) \cdot m_{o(BC)}(x_2)] dx_2 + \int_0^m [M_{o(CZ)}(x_3) \cdot m_{o(CZ)}(x_3)] dx_3 \right\}$$

$$0 = \frac{1}{E \cdot J} \left\{ 0 + \int_0^l [M_A - F_{2y2} \cdot x_2 + F_{y2} \cdot (x_2 - p) + N_{Ay2} \cdot (x_2 - p) + T_{Ay2} \cdot (x_2 - p) - F_{1y2} \cdot (x_2 - p)] \cdot [1''_{(y2)} \cdot (x_2 - p)] dx_2 + \int_0^m [M_A - M_C + R_{By3} \cdot x_3 + [-F_{y3} - N_{Ay3} + T_{Ay3} + F_{1y3} + F_{2y3}] \cdot [f - x_3]] \cdot [1''_{(y3)} \cdot (f - x_3)] dx_3 \right\}$$

$$0 = \frac{1}{E \cdot J} \left\{ \int_0^l [M_A \cdot x_2 - M_A \cdot p - F_{2y2} \cdot x_2^2 + F_{2y2} \cdot p \cdot x_2 + F_{y2} \cdot x_2^2 - 2F_{y2} \cdot p \cdot x_2 + F_{y2} \cdot p^2 + N_{Ay2} \cdot x_2^2 - 2N_{Ay2} \cdot p \cdot x_2 + N_{Ay2} \cdot p^2 + T_{Ay2} \cdot x_2^2 - 2T_{Ay2} \cdot p \cdot x_2 + T_{Ay2} \cdot p^2 - F_{1y2} \cdot x_2^2 + 2F_{1y2} \cdot p \cdot x_2 - F_{1y2} \cdot p^2] dx_2 + \int_0^m [M_A \cdot x_3 - M_A \cdot f - M_C \cdot x_3 + M_C \cdot f + R_{By3} \cdot x_3^2 - R_{By3} \cdot f \cdot x_3 + F_{y3} \cdot x_3^2 - 2F_{y3} \cdot f \cdot x_3 + F_{y3} \cdot f^2 + N_{Ay3} \cdot x_3^2 - 2N_{Ay3} \cdot f \cdot x_3 + N_{Ay3} \cdot f^2 + T_{Ay3} \cdot x_3^2 - 2T_{Ay3} \cdot f \cdot x_3 + T_{Ay3} \cdot f^2 - F_{1y3} \cdot x_3^2 + 2F_{1y3} \cdot f \cdot x_3 - F_{1y3} \cdot f^2 - F_{2y3} \cdot x_3^2 + 2F_{2y3} \cdot f \cdot x_3 - F_{2y3} \cdot f^2] dx_3 \right\}$$

Po integraci s další úpravou potom dostáváme:

$$\begin{aligned}
0 = \frac{1}{E \cdot J} & \left\{ \frac{M_A \cdot l^2}{2} - M_A \cdot p \cdot l - \frac{F_{2y2} \cdot l^3}{3} + \frac{F_{2y2} \cdot p \cdot l^2}{2} + \frac{F_{y2} \cdot l^3}{3} - F_{y2} \cdot p \cdot l^2 + F_{y2} \right. \\
& \cdot p^2 \cdot l + \frac{N_{Ay2} \cdot l^3}{3} - N_{Ay2} \cdot p \cdot l^2 + N_{Ay2} \cdot p^2 \cdot l + \frac{T_{Ay2} \cdot l^3}{3} - T_{Ay2} \cdot p \cdot l^2 \\
& + T_{Ay2} \cdot p^2 \cdot l - \frac{F_{1y2} \cdot l^3}{3} + F_{1y2} \cdot p \cdot l^2 - F_{1y2} \cdot p^2 \cdot l + \frac{M_A \cdot m^2}{2} \\
& - M_A \cdot f \cdot m - \frac{M_C \cdot m^2}{2} + M_C \cdot f \cdot m + \frac{R_{By3} \cdot m^3}{3} - \frac{R_{By3} \cdot f \cdot m^2}{2} \\
& + \frac{F_{y3} \cdot m^3}{3} - F_{y3} \cdot f \cdot m^2 + F_{y3} \cdot f^2 \cdot m + \frac{N_{Ay3} \cdot m^3}{3} - N_{Ay3} \cdot f \cdot m^2 \\
& + N_{Ay3} \cdot f^2 \cdot m + \frac{T_{Ay3} \cdot m^3}{3} - T_{Ay3} \cdot f \cdot m^2 + T_{Ay3} \cdot f^2 \cdot m \\
& - \frac{F_{1y3} \cdot m^3}{3} + F_{1y3} \cdot f \cdot m^2 - F_{1y3} \cdot f^2 \cdot m - \frac{F_{2y3} \cdot m^3}{3} + F_{2y3} \cdot f \\
& \left. \cdot m^2 - F_{2y3} \cdot f^2 \cdot m \right\}
\end{aligned}$$

Po dalších úpravách dostaneme tvar:

$$\begin{aligned}
& M_A \cdot \left\{ \left[ \frac{l^2 - 2 \cdot p \cdot l}{2} \cdot \cos \beta' \right] + \left[ \frac{m^2 - 2 \cdot f \cdot m}{2} \cdot \cos \alpha' \right] \right\} + N_A \\
& \cdot \left[ \cos^2 \beta' \cdot \left( \frac{l^3 - 3 \cdot p \cdot l^2 + 3 \cdot p^2 \cdot l}{3} \right) \right. \\
& \left. + \cos^2 \alpha' \cdot \left( \frac{m^3 - 3 \cdot f \cdot m^2 + 3 \cdot f^2 \cdot m}{3} \right) \right] \\
& + T_A \left[ \sin \beta' \cdot \cos \beta' \cdot \left( \frac{l^3 - 3 \cdot p \cdot l^2 + 3 \cdot p^2 \cdot l}{3} \right) \right. \\
& \left. + \sin \alpha' \cdot \cos \alpha' \cdot \left( \frac{m^3 - 3 \cdot f \cdot m^2 + 3 \cdot f^2 \cdot m}{3} \right) \right] \\
& = \left[ \left( \frac{F_{2y2} \cdot l^3}{3} + \frac{F_{2y2} \cdot p \cdot l^2}{2} + \frac{F_{y2} \cdot l^3}{3} - F_{y2} \cdot p \cdot l^2 + F_{y2} \cdot p^2 \cdot l \right. \right. \\
& \left. \left. - \frac{F_{1y2} \cdot l^3}{3} + F_{1y2} \cdot p \cdot l^2 - F_{1y2} \cdot p^2 \cdot l \right) \cdot \cos \beta' \right. \\
& \left. + \left( M_C \cdot \frac{m^2}{2} + M_C \cdot f \cdot m + \frac{R_{By3} \cdot m^3}{3} - \frac{R_{By3} \cdot f \cdot m^2}{2} + \frac{F_{y3} \cdot m^3}{3} \right. \right. \\
& \left. \left. - F_{y3} \cdot f \cdot m^2 + F_{y3} \cdot f^2 \cdot m - \frac{F_{1y3} \cdot m^3}{3} + F_{1y3} \cdot f \cdot m^2 - F_{1y3} \cdot f^2 \right. \right. \\
& \left. \left. \cdot m - \frac{F_{2y3} \cdot m^3}{3} + F_{2y3} \cdot f \cdot m^2 - F_{2y3} \cdot f^2 \cdot m \right) \cdot \cos \alpha' \right]
\end{aligned}$$

Dále byly převedeny neznámé staticky neurčitě účinky na levou stranu rovnice a byly vytknuty. Na pravé straně rovnice zůstaly pouze konstanty. Celou rovnici lze vynásobit  $EJ$  aby došlo k dalšímu zjednodušení. Tímto byla získána první rovnici ze soustavy tří rovnic o třech neznámých. Rovnice lze zapsat ve tvaru:

$$A_1 \cdot M_A + B_1 \cdot N_A + C_1 \cdot T_A = D_1 \quad (5.2.2)$$

Další dvě rovnice, které předpokládáme ve stejném tvaru byly získány analogickým postupem a podrobné řešení je přiloženo v příloze. Tabulky pro sestavení integrálů pro zbývající deformační podmínky jsou uvedeny níže. Tímto byly získány tři rovnice, ze kterých byly po dosazení získány hodnoty staticky neurčitých účinků.

Tabulka 2: Ohybové momenty posunutí v

Pole	$M_o(x)$	$m_o^{v("1")}(x)$
AB	$M_A - T_A \cdot x_1 - F_{x1} \cdot x_1 + F_{1x1} \cdot x_1$	" - 1" $\cdot x_1$
BC	$M_A - F_{2y2} \cdot x_2 + F_{y2} \cdot (x_2 - p) - N_{Ay2} \cdot (x_2 - p) - T_{Ay2} \cdot (x_2 - p) - F_{1y2} \cdot (x_2 - p)$	"1" $_{(y2)} \cdot (x_2 - p)$
CZ	$M_A - M_C + R_{By3} \cdot x_3 + [F_{y3} - N_{Ay3} + T_{Ay3} - F_{1y3} + F_{2y3}] \cdot [f - x_3]$	"1" $_{(y3)} \cdot (f - x_3)$

Tabulka 3: Ohybové momenty natočení  $\varphi$

Pole	$M_o(x)$	$m_o^{\varphi("1")}(x)$
AB	$M_A - T_A \cdot x_1 - F_{x1} \cdot x_1 + F_{1x1} \cdot x_1$	"1"
BC	$M_A - F_{2y2} \cdot x_2 + F_{y2} \cdot (x_2 - p) - N_{Ay2} \cdot (x_2 - p) - T_{Ay2} \cdot (x_2 - p) - F_{1y2} \cdot (x_2 - p)$	"1"
CZ	$M_A - M_C + R_{By3} \cdot x_3 + [F_{y3} - N_{Ay3} + T_{Ay3} - F_{1y3} + F_{2y3}] \cdot [f - x_3]$	"1"

Tabulka 2 a Tabulka 3 znázorňuje momenty, ze kterých byly sestaveny zbylé integrály podle rovnice 5.2.1. Podrobný výpočet integrálů je popsán v příloze. Takto byly získány zbylé dvě rovnice ve tvaru:

$$A_2 \cdot M_A + B_2 \cdot N_A + C_2 \cdot T_A = D_2 \quad (5.2.3)$$

$$A_3 \cdot M_A + B_3 \cdot N_A + C_3 \cdot T_A = D_3 \quad (5.2.4)$$

Výpočet soustavy rovnic byl proveden v programu Matlab. Rovnice byly zapsány v následující formě:

$$\begin{pmatrix} A_1 & B_1 & C_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 \\ A_3 & B_3 & C_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} M_A \\ N_A \\ T_A \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{pmatrix} \quad (5.2.5)$$

Tuto soustavu s neznámými vnitřními silovými účinky lze pro zatížení vyřešit.

Získané účinky byly poté dosazeny do rovnic 5.2.2, 5.2.3 a 5.2.4. Zatěžovací síla, která byla aplikována, v našem případě  $F = 800 \text{ N}$ . To simuluje například zatížení celé hmotnosti jezdce do jednoho pedálu. Nejprve bylo nutné dopočítat všechny výše popsané vnější síly na rám podle známé geometrie a následně byly pro toto zatížení vypočteny vnitřní účinky v bodě A pomocí programu Matlab:

$$M_A = 82\,045 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$N_A = 1\,834 \text{ N}$$

$$T_A = -412 \text{ N}$$

Celý výpočet je přiložen v příloze.

### 5.3 Napětí v ohybu v obecném bodě rámu

Cílem výpočtu bylo určení napětí v ohybu  $\sigma$  a poměrné deformace  $\varepsilon$  v obecném bodě rámu. Konkrétně se práce zaměřuje hlavně na místa, ve kterých byly při zkouškách umístěny tenzometry, aby bylo možné následně porovnat vypočtené a naměřené hodnoty. Ohybový moment v obecném bodě  $M_o$  byl vyjádřen v Tabulce 1. Záleží, v jakém poli se bod nachází a podle toho byla vybrána rovnice, ze které byl ohybový moment vyjádřen. Například, když bod leží v poli  $BC$ , tak byla použita rovnice  $M_o$  pro pole  $BC$ .

Napětí v ohybu bylo vyjádřeno podle vzorce:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} [\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}], \quad (5.3.1)$$

kde  $M_o$  je ohybový moment v určitém bodě a  $W_o$  je modul průřezu v ohybu. Protože rám je složen z trubek, tak pro modul průřezu v ohybu platí,

$$W_o = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^4 \right], \quad (5.3.2)$$

kde  $D$  je vnější průměr trubky a  $d$  je vnitřní průměr trubky. Pro každé pole bylo nutné vypočítat konkrétní  $W_o$ , protože jednotlivé trubky se rozměrově liší. [2]

### 5.4 Poměrné prodloužení $\varepsilon$ v obecném bodě rámu

Následuje výpočet poměrné deformace  $\varepsilon$  podle vzorce:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}, \quad (5.4.1)$$

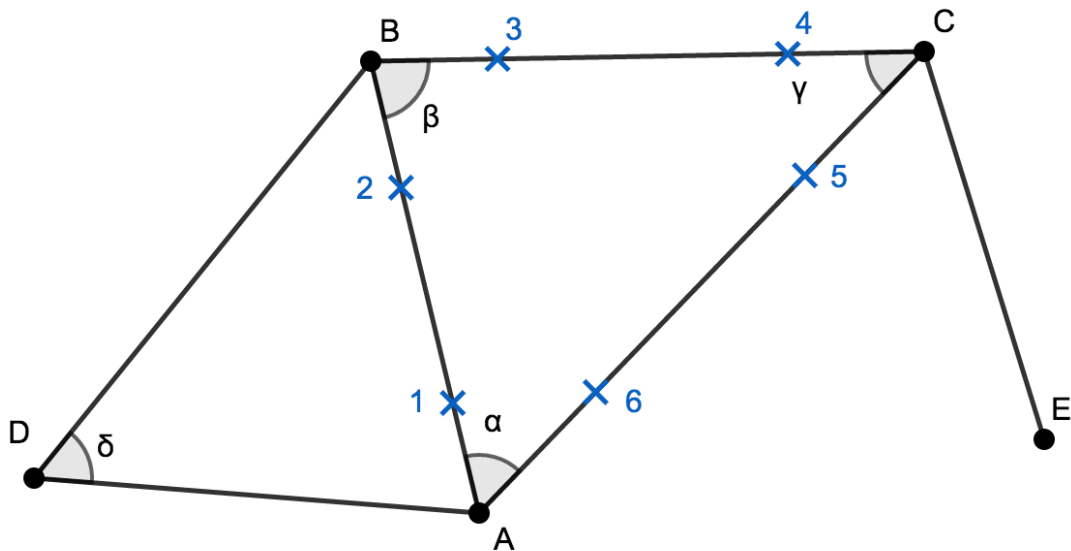
kde  $E$  je Youngův modul pružnosti, který lze přesně získat z laminační teorie [1], kde je podrobně odvozeno  $E$  pro kompozitové materiály vrstvené z ortotropních vrstev. Přesný



výpočet modulu pružnosti pro konkrétní uhlíkový kompozit, ze kterého jsou vyrobeny trubky pro stavbu bicyklu by mohl být proveden v programu LamiEx v.1.

## 5.5 Napětí v ohybu v místech tenzometrů

Jak již bylo napsáno, tak se práce zaměřila na napětí v ohybu  $\sigma$  v místech, kde byly umístěny tenzometry při měřeních v laboratoři. Tato místa byla podrobně sledována, protože bylo možné následně porovnat vypočtená data s naměřenými, jak bylo také učiněno v dalších kapitolách této práce. Nejprve byla zaměřena místa umístění tenzometrů na zkušební rámu. Míst, kde byly umístěny tenzometry na hlavním trojúhelníku rámu je celkem šest. Místa jsou zobrazena, viz Obrázek 19. Místa byla označena číslicemi 1 až 6 a Tabulka 4 zobrazuje vypočtené ohybové momenty v jednotlivých bodech.



Obrázek 19: Schéma rámu s vyznačenými místy tenzometrů

Tabulka 4: Ohybové momenty v místech tenzometrů

Bod	$x$ [mm]	$M_o(x)$	$M_o$ [N · mm]
1	$x_1 = 134$	$M_A - T_A \cdot x_1 - F_{x1} \cdot x_1 + F_{1x1} \cdot x_1$	<b>56 304</b>
2	$x_2 = 350$	$M_A - T_A \cdot x_2 - F_{x1} \cdot x_2 + F_{1x1} \cdot x_2$	<b>14 965</b>
3	$x_3 = 99$	$M_A - F_{2y2} \cdot x_3 + F_{y2} \cdot (x_3 - p) - N_{Ay2} \cdot (x_3 - p) - T_{Ay2} \cdot (x_3 - p) - F_{1y2} \cdot (x_3 - p)$	<b>15 292</b>
4	$x_4 = 340$	$M_A - F_{2y2} \cdot x_4 + F_{y2} \cdot (x_4 - p) - N_{Ay2} \cdot (x_4 - p) - T_{Ay2} \cdot (x_4 - p) - F_{1y2} \cdot (x_4 - p)$	<b>-23 5422</b>
5	$x_5 = 140$	$M_A - M_C + R_{By3} \cdot x_5 + [F_{y3} - N_{Ay3} + T_{Ay3} - F_{1y3}] \cdot [f - x_5] + F_{2y3} \cdot (z - x_5)$	<b>-147 922</b>
6	$x_6 = 450$	$M_A - M_C + R_{By3} \cdot x_6 + [F_{y3} - N_{Ay3} + T_{Ay3} - F_{1y3}] \cdot [f - x_6] + F_{2y3} \cdot (z - x_5)$	<b>29 259</b>

Dalším krokem, který byl proveden byl výpočet modulů průřezů v ohybu  $W_o$  v určených místech 1 až 6. Aby bylo možné výpočet provést, bylo nezbytné změřit vnější průměr trubky  $D$  a také vnitřní průměr  $d$ . Následně byl proveden výpočet podle vzorce 5.3.2 a výsledné hodnoty byly zapsány viz Tabulka 5.

Tabulka 5: Moduly průřezu v ohybu  $W_o$

Bod	$D[mm]$	$d[mm]$	$W_o[mm^3]$
1	$D_1 = 34,3$	$d_1 = 31,8$	<b>1034,7</b>
2	$D_2 = 34,3$	$d_2 = 31,8$	<b>1034,7</b>
3	$D_3 = 38,0$	$d_3 = 35,0$	<b>1510,1</b>
4	$D_4 = 48,0$	$d_4 = 43,0$	<b>3864,8</b>
5	$D_5 = 48,0$	$d_5 = 45,0$	<b>2470,3</b>
6	$D_6 = 48,0$	$d_6 = 45,0$	<b>2470,3</b>

Následně bylo vypočteno napětí v ohybu pro všechna sledovaná místa na rámu. Výpočet byl proveden podle vzorce 5.3.1 a výsledky byly opět zobrazeny viz Tabulka 6.

Tabulka 6: Napětí v ohybu  $\sigma_o$

Bod	$M_o[N \cdot mm]$	$W_o[mm^3]$	$\sigma_o[N \cdot mm^{-2}]$
1	56 304	1034,7	<b>54,41</b>
2	14 965	1034,7	<b>14,16</b>
3	15 292	1510,1	<b>10,12</b>
4	-23 5422	3864,8	<b>-60,91</b>
5	-147 922	2470,3	<b>-59,88</b>
6	29 259	2470,3	<b>11,84</b>

## 5.6 Poměrná prodloužení $\varepsilon$ v místech tenzometrů

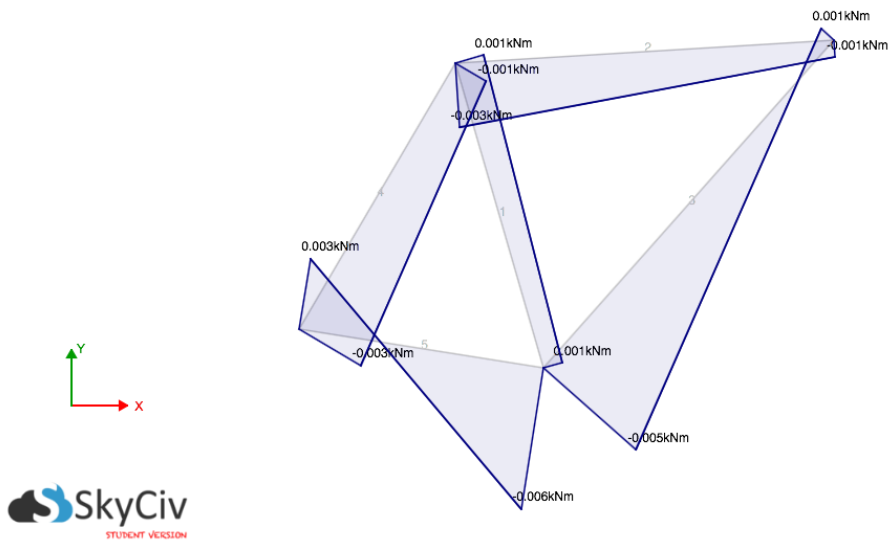
Chceme-li porovnat napětí nebo deformace určené výpočtem vůči experimentálně určeným hodnotám deformací (poměrných prodloužení) získaných při experimentu, je třeba vypočtená napětí převést na deformace. K tomu byl využit Hookeův zákon pro jednoosou (ohybovou) napjatost. K tomu je potřebné znát experimentálně určené Youngovy moduly pružnosti  $E$  pro konkrétní trubky. Tyto hodnoty byly získány od firmy Compo Tech PLUS, spol. s r. o., která trubky pro výrobu rámu dodává. Následně bylo možné spočítat poměrná prodloužení  $\varepsilon$  v místech tenzometrů. Výpočet byl proveden podle vzorce 5.4.1 a výsledky byly zapsány viz Tabulka 7. V následné kapitole 8 budou tato data porovnána s experimentálními hodnotami a výpočtem MKP.

Tabulka 7: Poměrná prodloužení  $\varepsilon$

Bod	$\sigma_o [N \cdot mm^{-2}]$	$E [MPa]$	$\varepsilon [\mu m \cdot m^{-1}]$
1	54,41	94 000	<b>578,8</b>
2	14,16	94 000	<b>153,8</b>
3	10,12	81 000	<b>125,0</b>
4	-84,84	81 000	<b>-752,0</b>
5	-59,88	83 000	<b>-721,5</b>
6	11,84	83 000	<b>142,7</b>

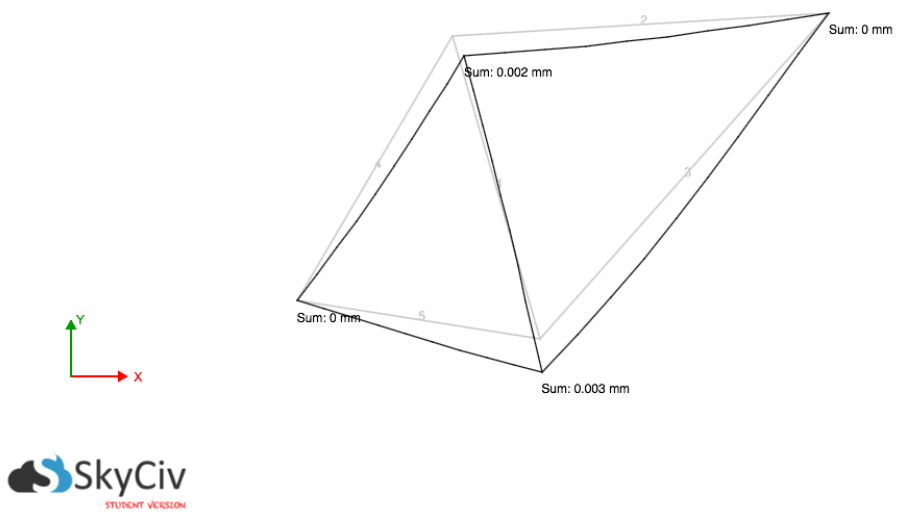
Výpočet byl proveden také v programu SkyCiv.[16] Program umožňuje výpočet deformací rámu a průběh ohybových momentů. Průběhy určených ohybových momentů a posunutí jsou znázorněny graficky, viz Obrázek 20 a Obrázek 21. Úloha byla v programu zjednodušena, tudíž se výsledky plně neshodují s analytickým výpočtovým modelem.

Max: 0.006 kNm  
Min: -0.003 kNm



Obrázek 20: Průběh ohybového momentu [16]

Max: 0.003 mm  
Min: 0 mm



Obrázek 21: Průběh deformace rámu [16]

## 6 Výpočet rámu pomocí metody konečných prvků

Metoda konečných prvků je na rozdíl od předchozí části analytických výpočtů, které jsou založeny na diferenciálním a integrálním počtu, založena na variačním počtu, kdy hledá minimum funkcionálu. Základním funkcionálem v deformačně-napět'ové analýze pružných těles je jejich energie napjatosti. Což je práce, která je využita na deformaci tělesa a která je vratná, pokud jde o pružnou deformaci. Vlastní princip spočívá v diskretizaci spojitého kontinua do určitého (konečného) počtu prvků, přičemž zjišť'ované parametry jsou určovány v jednotlivých uzlových bodech. Hodnoty mimo uzlové body jsou interpolovány. MKP je využívána nejčastěji pro simulace průběhů napětí, deformací, vlastních frekvencí, ale i proudění tepla, jevů elektromagnetismu, proudění tekutin atd. na vytvořeném fyzikálním modelu. [9]

Výsledky numerických metod jsou vždy přibližné. V MKP se problém hledání spojitých funkcí převádí na problém hledání konečného počtu neznámých parametrů, díky kterým se hledané funkce aproximují. Tato změna se nazývá diskretizace spojitého problému. Diskretizovaný model je řešen algebraickými prostředky v konečném počtu kroků. Pro použití těchto metod je nezbytné použití výpočetní techniky, protože bez ní by byl výpočet velmi komplikovaný. To je také jedním z důvodů, kvůli kterým se začali metody jako MKP rozvíjet v druhé polovině 20. století, kdy se také velmi rychle vyvíjela výpočetní technika. Můžeme tedy získat numerické řešení pro jakoukoliv matematicky popsanou úlohu. Úloha může být různé náročnosti a také jakékoliv geometrie. [10]

### 6.1 Provedení MKP

Úlohu lze řešit v sekvenci následujících kroků:

- 1) Vytvoření CAD modelu.
- 2) Rozdělení vyšetřované oblasti na konečné prvky.
- 3) Popis chování jednotlivých elementů. Získání 3 rovnic pro každý element, čímž jsou pole posuvů do všech směrů a výpočet pole deformací a pole napětí.
- 4) Nahrazení funkce posuvů polynomem a vyjádření funkce posuvů.
- 5) Zavedení okrajových nebo počátečních podmínek.
- 6) Řešení soustavy lineárních rovnic, z nichž získáme v případě deformační varianty MKP posuvy.

- 7) Výpočet napětí a deformací pro jednotlivé body.
- 8) Grafické vyobrazení modelu se znázorněnými hledanými veličinami.

## 6.2 Postup při tvorbě výpočtového modelu v programu Abaqus

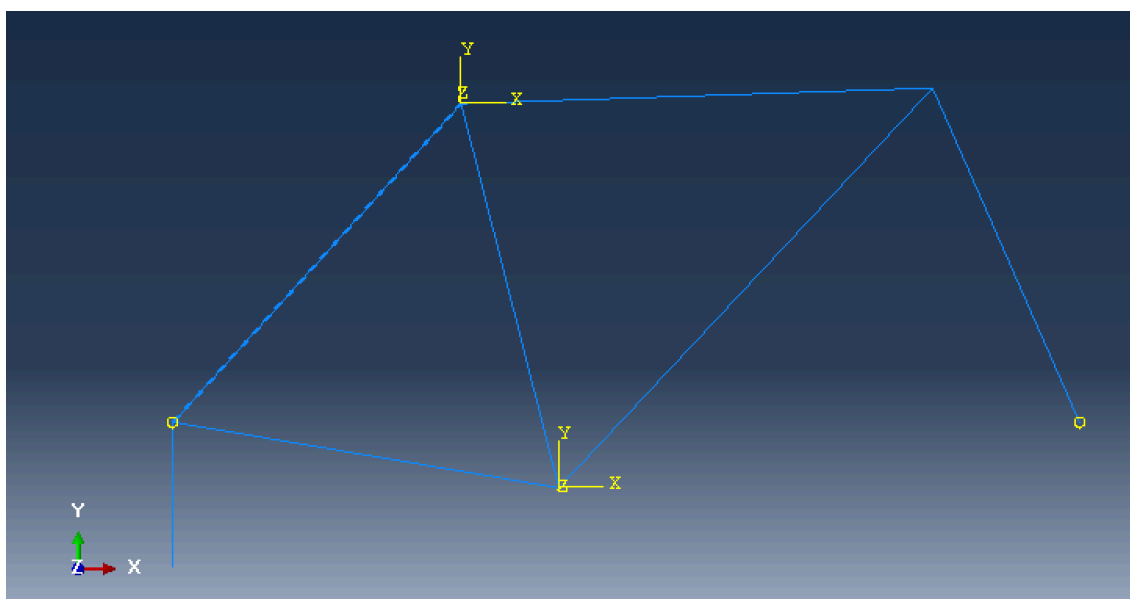
Prostředí programu Abaqus je členěno do jednotlivých modulů. Moduly jsou logicky seřazeny a navazují na sebe. V každém z modulů je vytvořena část výpočtového modelu. Uživatel se může vracet k jednotlivým modulům a korigovat je.

- **Modul Part** – tento modul umožňuje tvorbu přesného modelu s jasně danou geometrií.
- **Modul Property** – v tomto modulu jsou voleny materiálové parametry modelu. Mohou se volit odlišné parametry pro jednotlivé sekce modelu. Volí se zde také profily nosníků, tloušťky skořepin, vrstvy kompozitových materiálů a jejich orientace.
- **Modul Assembly** – tento modul umožňuje tvorbu jednotlivých částí, které mohou být buď Závislé nebo Nezávislé. Typ Závislé je ukazatelem na určitý díl. Typ Nezávislé je kopií geometrie původního dílu.
- **Modul Step** – tento krok definuje typ úlohy, nastavení výpočtové úlohy a také počet kroků. V tomto modulu také volíme výsledné výstupy z úlohy.
- **Modul Interaction** – v tomto modulu jsou vytvářeny vazby mezi jednotlivými prvky modelu. Mohou zde být vytvořeny tzn. konektory, které nahrazují některé vazby.
- **Modul Load** – tento modul vytváří MKP síť v jednotlivých prvcích. Volí se zde typ použitých elementů. Nastavuje se velikost prvků, dále také metoda síťování, a nakonec kvalita výsledné sítě.
- **Modul Job** – během tohoto modulu je řešena výpočtová úloha a následně odesílána do prostředí Abaqus.
- **Modul Visualization** – tento modul umožňuje grafické vyobrazení výpočtového modelu.

## 6.3 Výpočet rámu jízdního kola pomocí MKP

V této části práce bude postupně popsána tvorba MKP modelu a následná numerická analýza rámu jízdního kola, pro který byl vytvořen analytický výpočetní model v předchozích kapitolách. Opět bude analýza zaměřena na zátěžový stav při únavové zkoušce šlapacími silami, aby byly výsledky porovnatelné.

Prvním krokem při tvorbě MKP modelu bylo vytvoření prutového modelu rámu s přesnou geometrií. Byl vytvořen model celého rámu, nikoli pouze hlavního trojúhelníku rámu, jako tomu bylo v kapitole 5. Toto řešení bylo zvoleno s ohledem na jednodušší uložení rámu. Rám byl uložen podle schématu zkoušky rámu viz Obrázek 8. Přední vidlice byla vetknuta a byla jí umožněna rotace ve všech směrech tak, aby uložení nahrazovalo přípravek, přes který je vidlice připevněna k podložce. K zadní stavbě rámu byl také připojen upínací přípravek ve tvaru kloubové tyče. Bodu spojení byl umožněn posuv i natočení, aby uložení odpovídalo zatěžovací zkoušce. Model rámu bicyklu v prostředí Abaqus je vyobrazen viz Obrázek 22.



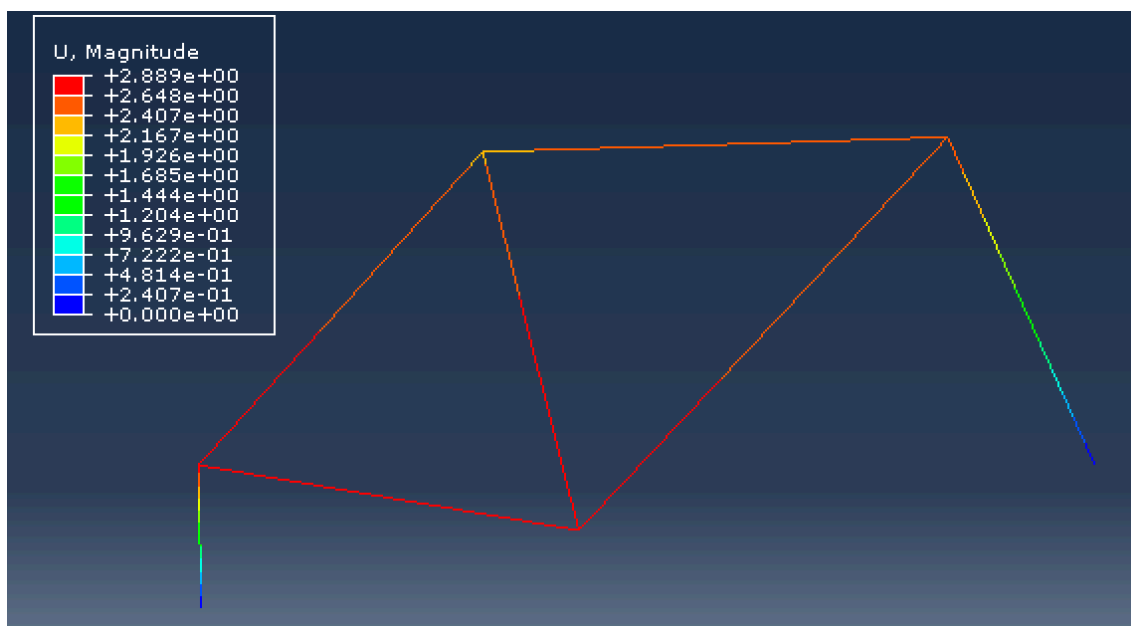
Obrázek 22: Model rámu v prostředí Abaqus

Následně byly přiřazeny průřezové charakteristiky k jednotlivým trubkám a byly zvoleny materiálové vlastnosti jednotlivých trubek, které odpovídají použitým hodnotám, viz kapitola 5.6.

Dalším krokem bylo zavedení silových a momentových účinků, působících na rám. Byla zavedena síla 800N působící v místě středového složení a moment vznikající touto silou v témže místě, který nahrazuje skutečné působení síly na rameni kliky převodníku. Dále byla zavedena síla do místa spojení zadní stavby rámu s přípravkem. Tato síla nahrazuje silové působení v reálném přípravku, který přenáší reakční silové působení z kliky na zadní stavbu a simuluje tak přenos síly v řetězu na reálném jízdním kole viz Obrázek 8.



Následně byl v sekci Job vytvořen výpočtový model rámu. Poté již bylo možné díky funkci Visualization znázornit požadované výsledky analýzy. Obrázek 23 zobrazuje graficky vykreslené rozložení posuvů jednotlivých bodů rámu.



Obrázek 23: Rozložení posuvu  $u$

V programu Abaqus byly odečteny hodnoty poměrného prodloužení  $\varepsilon$  pro zkoumané body rámu. Byl vždy vybrán uzel rámu, jehož poloha se nejvíce shodovala s polohou vyšetřovaného místa, kde byly při měření instalovány sledované tenzometry. Poloha uzlu tedy vždy úplně přesně nemohla neodpovídat poloze vyšetřovaného bodu. Výsledné hodnoty z analýzy zobrazuje Tabulka 8.

Tabulka 8: Poměrná prodloužení  $\varepsilon$  MKP analýza

Bod	$\varepsilon [\mu\text{m} \cdot \text{m}^{-1}]$
1 (STF)	<b>19,3</b>
2 (STR)	<b>98,7</b>
3 (TTR)	<b>3,5</b>
4 (TTF)	<b>-357,7</b>
5 (DTF)	<b>-368,2</b>
6 (DTR)	<b>94,7</b>

## 7 Laboratorní zkoušky rámu

V této bakalářské práci je čerpáno z měření, které provedl Bc. Tomáš Ponížil v rámci projektu na ČVUT v Praze pro firmu Festka s.r.o. V rámci projektu byly provedeny zkoušky, respektive měření poměrných prodloužení rámu v různých místech rámu, v různých zátěžových stavech a také v různých podmínkách. Zkoušky postupně probíhaly v laboratoři fakulty strojní ČVUT v Praze, kde se měřilo zatížení při jízdě na ergometru. Byla simulována běžná jízda, ale také například zatížení při jízdě ve stoje. Další část měření proběhla na dráze v Třebešíně, kde se rám zkoušel v běžném provozu. Bakalářská práce se zaměřuje na zkoušky, které proběhly ve zkušebně EFBE Prüftechnik GmbH v Německu. Zkušebna EFBE je certifikovaná a uznávanou laboratoří pro testování rámu jízdních kol. Měření byla realizována pracovníky Ústavu mechaniky, biomechaniky a mechatroniky a data byla k dispozici pro další zpracování.

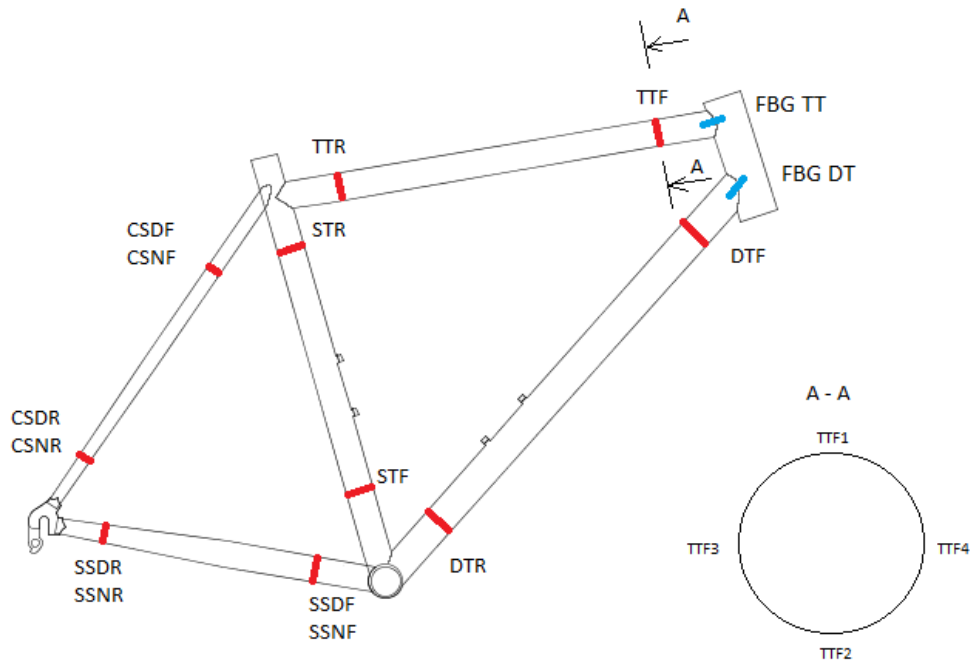
V laboratoři proběhly normalizované zkoušky, které jsou popsány v první části této práce. Proběhla tedy únavová zkouška šlapacími silami, únavová zkouška vodorovnými silami i svislou silou. V následující části se zaměříme na data z únavové zkoušky šlapacími silami, protože pro tuto zkoušku byl sestaven analytický i numerický model, který lze porovnat s naměřenými daty.

### 7.1 Tenzometrická měření

Na rámu byly umístěny tenzometry značky HBM, které umožnily měření poměrných prodloužení v určených bodech rámu. Tenzometry byly umístěny do dvou řezů na každou trubku. Jednotlivá místa umístění snímačů byla rozříděna a označena, viz Obrázek 24. S ohledem na dostupné vybavení a možnost kompenzace teploty bylo pro většinu snímačů použito půl-mostové zapojení, kdy půl-mostovým zapojením byly měřeny účinky svislých i příčných ohybových momentů. Pro získání informace o tahové složce deformací byly vybrané snímače zapojeny do čtvrt-mostu. Účinky krouticího momentu byly na každé trubce měřeny ve třetím řezu pomocí tenzometrického kříže orientovaného  $\pm 45^\circ$  vůči podélné ose trubky. Na rám bylo celkem nainstalováno 63 snímačů, které byly připojeny k sestavě pěti tenzometrických ústředí HBM Spider 8 řízených softwarem HBM Catman Easy. [8]

Obrázek 24 zobrazuje místa umístění tenzometrů. Takto pojmenovaná místa figurují také v zaznamenaných datech, proto je zde popíšeme neboť, ve výpočtech bylo zavedeno odlišné značení míst. Bod STF (viz Obrázek 24) odpovídá bodu 1, viz též Obrázek 19.

Bod 2 (viz Obrázek 24) je pojmenován STR. Na horní rámové trubce byly zavedeny body 3 a 4, které odpovídají bodům TTR a TTF. Nakonec na dolní rámové trubce jsou body DTF a DTR, které byly ve výpočtech označeny jako body 5 a 6.



Obrázek 24: Umístění tenzometrů [8]

Při zapojení odporů (odporových tenzometrů) do tzv. Wheatsonova můstku určíme proud  $I$  procházející galvanoměrem zapojeným do diagonály odporového můstku. Pro jeho hodnotu platí vztah:

$$I_g = \frac{U}{\Delta} \cdot (R_1 \cdot R_3 - R_2 \cdot R_4), \quad (7.1.1)$$

kde  $U \dots [V] \dots$  velikost napájecího napětí můstku,

$R_i$  (kde  $i=1 \dots 4$ )  $\dots [\Omega] \dots$  velikost odporů zapojených v jednotlivých větvích můstku.

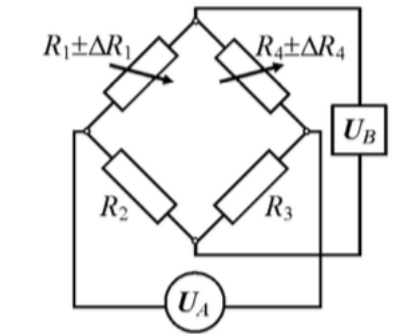
Odporovou změnu v libovolné větvi můstku, vyvolanou námi sledovanou deformací  $\varepsilon$  můžeme určit dvojím způsobem. Jednou z metod je nulovací metoda a druhou metoda výchylková. Dojde-li ke změně odporu v jedné větvi, platí pro tuto metodu vzorec:

$$\Delta U = U \frac{\Delta R_1}{4R} = \frac{U}{4R} \cdot K \cdot \varepsilon. \quad (7.1.2)$$

V měření bylo použito zapojení tenzometrů do čtvrt-mostu, respektive do půl-mostu. Obrázek 25 znázorňuje zapojení tenzometru do čtvrt-mostu s kompenzací teploty a zapojení do půl-mostu. Pro zapojení tenzometrů platí rovnice 7.1.3. [3]

$$\Delta U = \frac{U}{4R} (\Delta R_1 - \Delta R_4) = \frac{U}{4R} \cdot K \cdot \varepsilon, \quad (7.1.3)$$

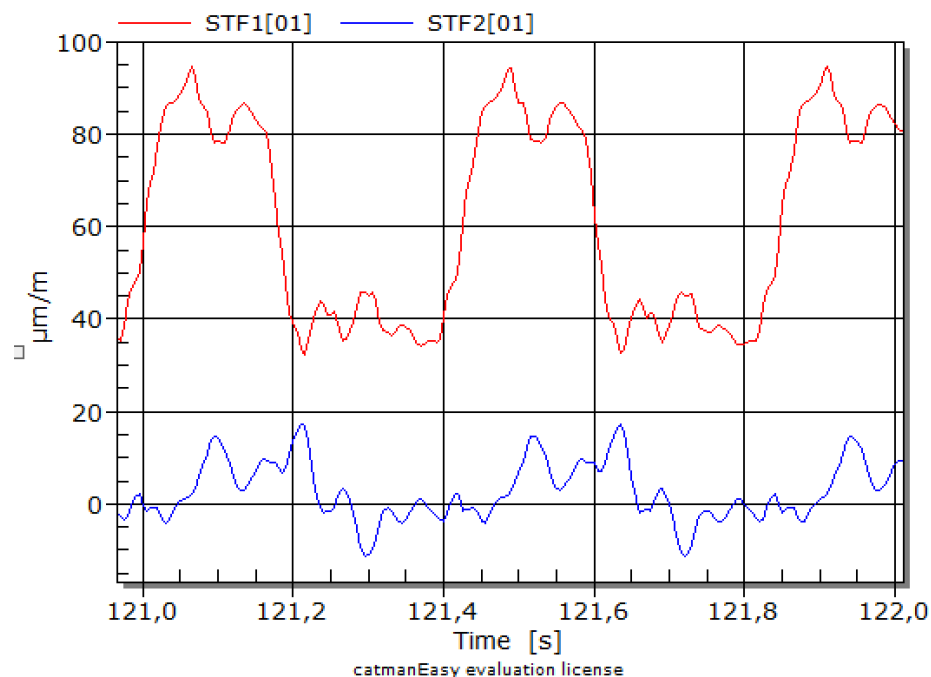
kde K se nazývá „Gauge factor“, což je zesilovací konstanta tenzometru.



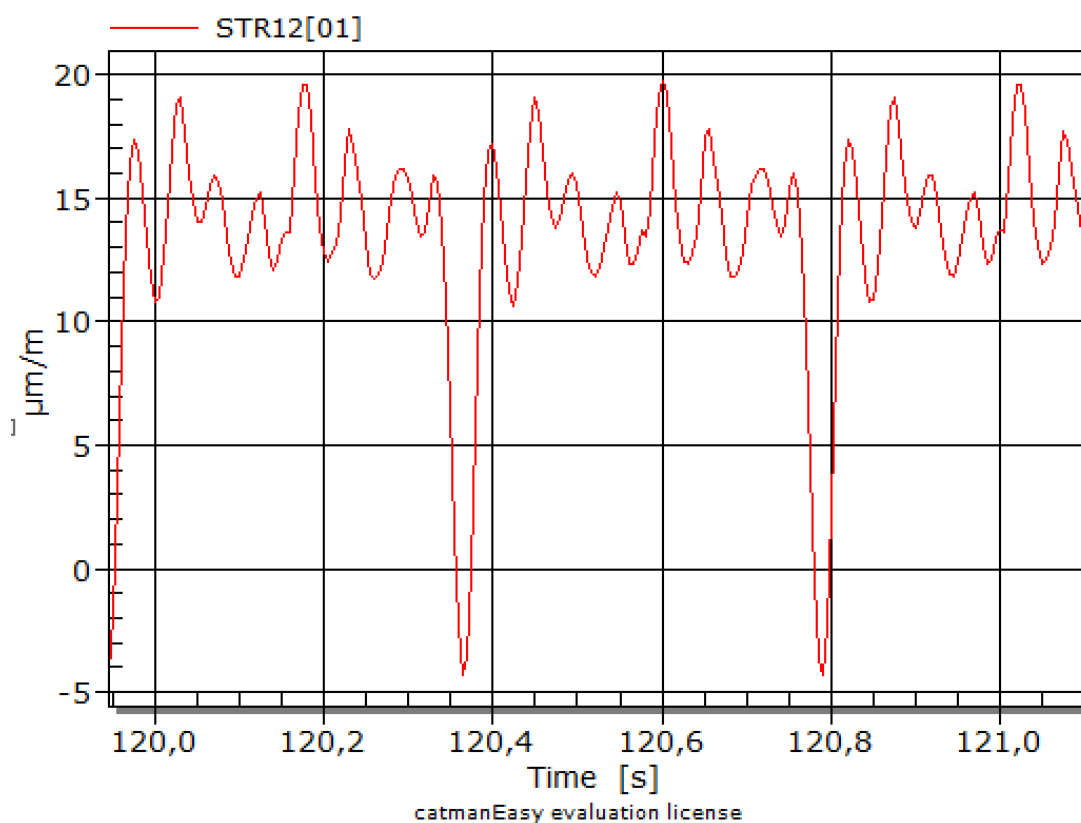
Obrázek 25: Schéma zapojení tenzometrů [3]

## 7.2 Zpracování naměřených dat

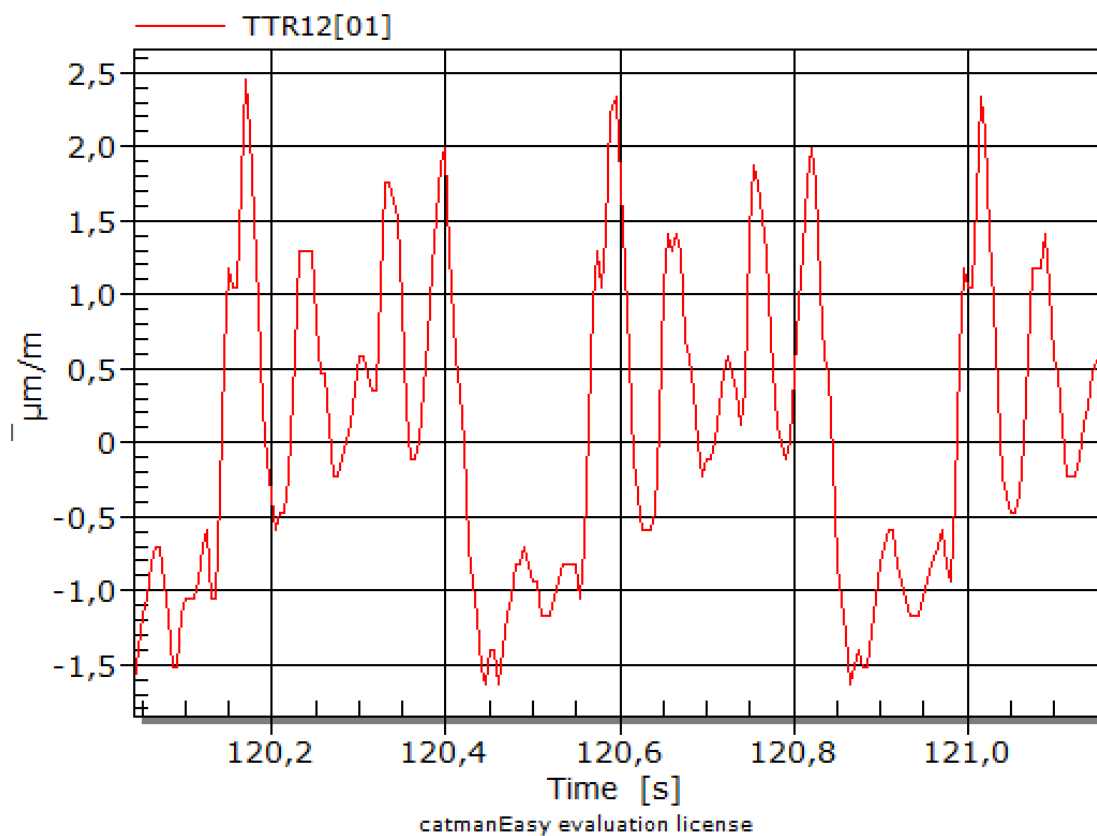
Naměřená data byla zpracována v programu Catman Easy. V sekci Visualization byly vykresleny záznamy z tenzometrů do grafů. V některých místech byly tenzometry zapojeny to čtvrt-mostu a v některých do půl-mostu, tudíž je v grafech vykreslen buď separovaný záznam poměrného prodloužení z každého tenzometru, nebo je vykreslen již výsledný záznam poměrného prodloužení.



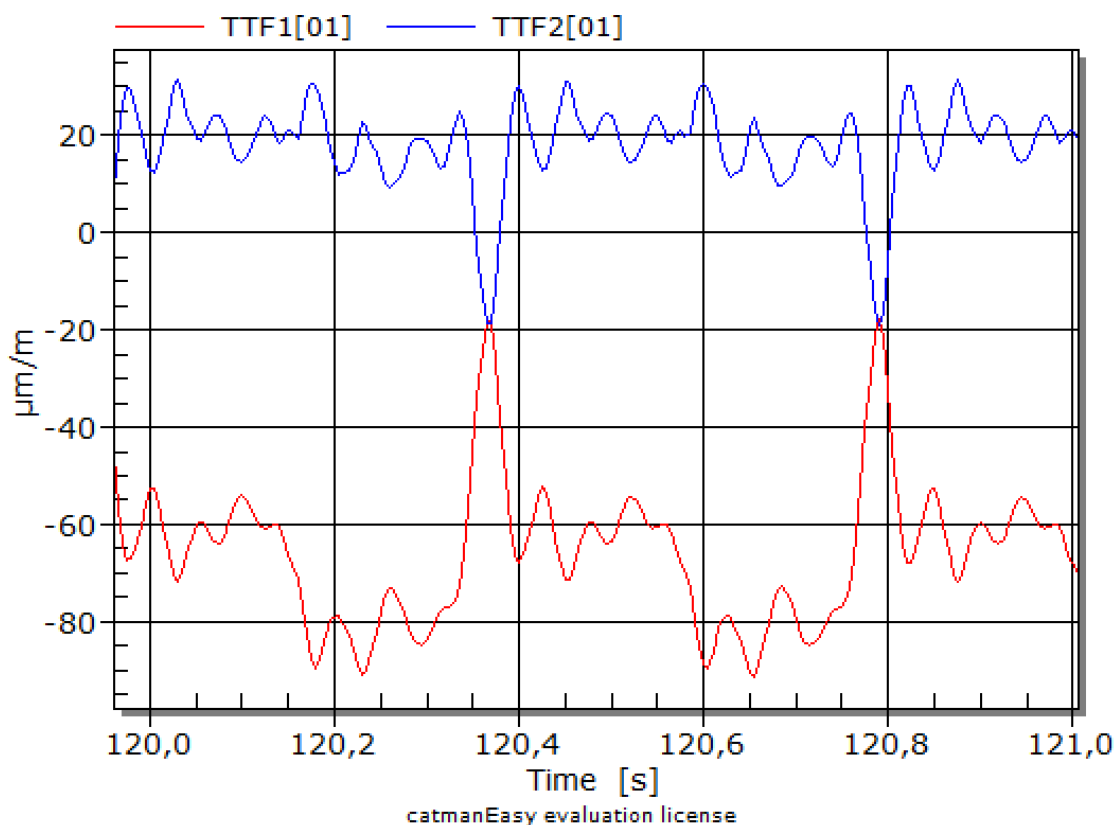
Obrázek 26: Záznam signálu místo 1



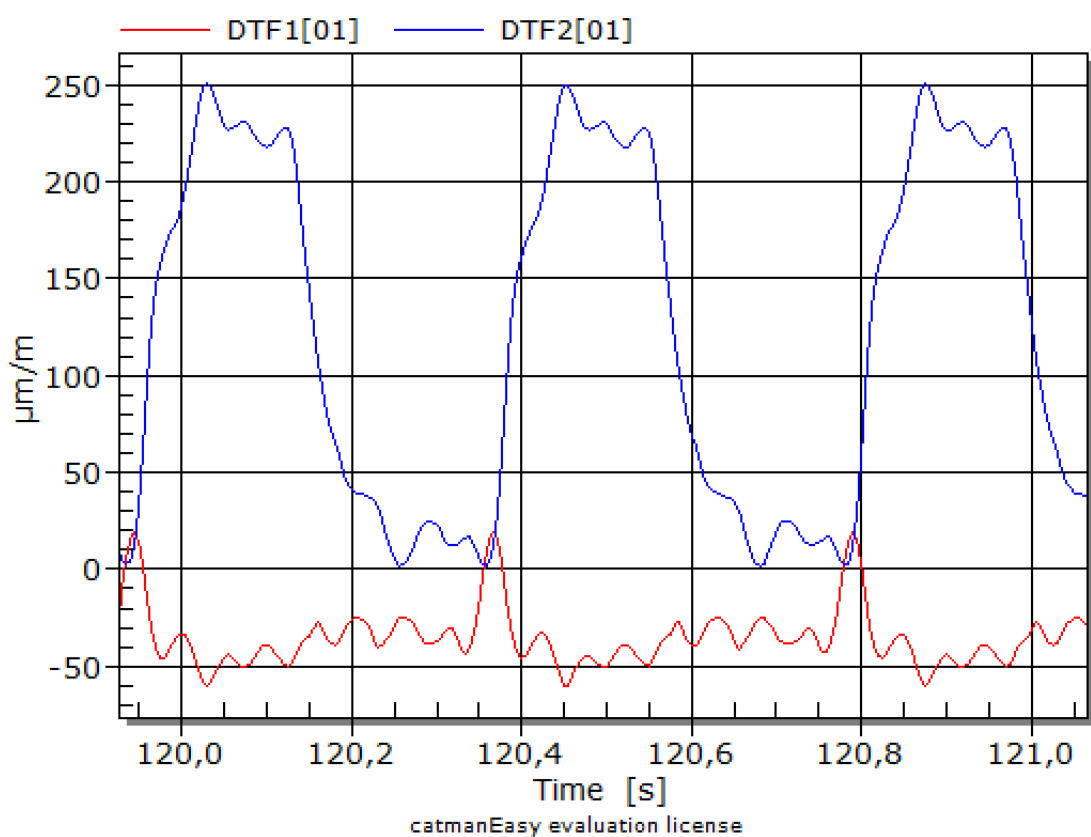
Obrázek 27: Záznam signálu místo 2



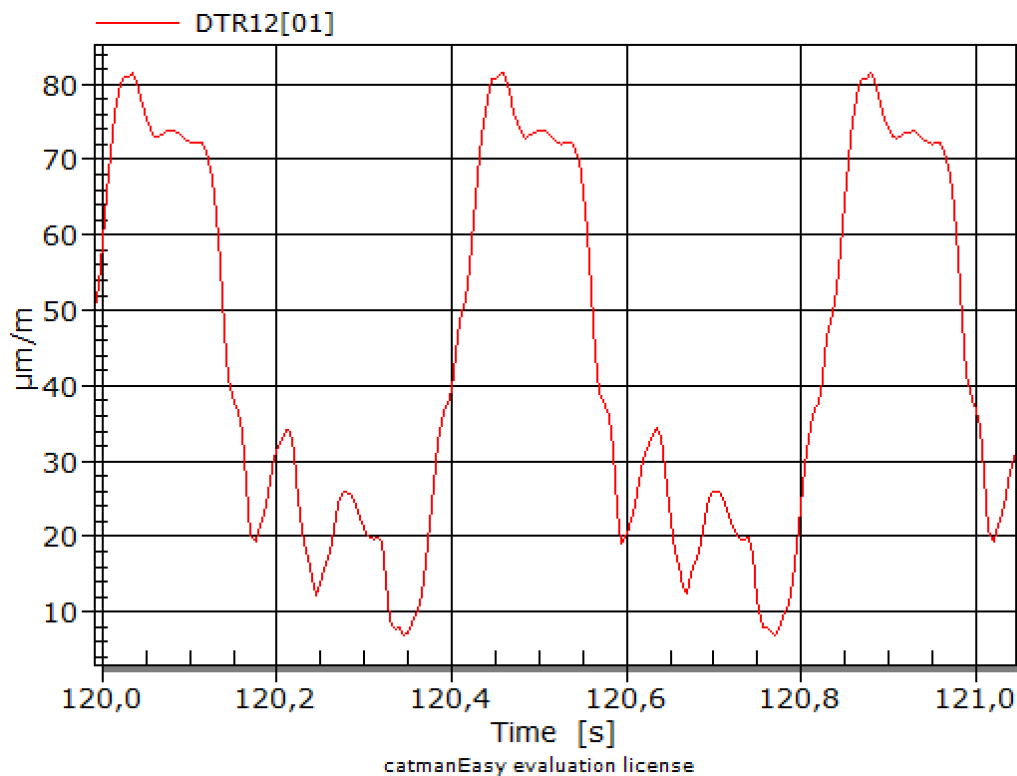
Obrázek 28: Záznam signálu místo 3



Obrázek 29: Záznam signálu místo 4



Obrázek 30: Záznam signálu místo 5



Obrázek 31: Záznam signálu místo 6

Tabulka 9 shrnuje hodnoty poměrného prodloužení  $\varepsilon$ , které byly naměřeny při únavové zkoušce šlapacími silami. Hodnoty jsou seřazeny podle míst, kde byly umístěny tenzometry. Z tabulky vyplývá, že největší poměrné prodloužení ze zkoumaných míst je v bodě 5, neboli v bodě DTF, který leží na dolní rámové trubce. Tento bod se nachází blíže k hlavové trubce rámu a stejně jako v bodě 4, který se nachází na horní rámové trubce. Zde vznikají velké momenty od sil působících ve středu rámu. Poměrné prodloužení je také větší v blízkosti středu rámu, jak na sedlové, tak na dolní rámové trubce. Naopak nejmenší poměrné prodloužení bylo změřeno v oblasti spojení horní rámové trubky a sedlové trubky, konkrétně v bodě 3 je poměrné prodloužení nejmenší ze zkoumaných bodů.

Tabulka 9: Naměřená poměrná prodloužení  $\varepsilon$

Bod	$\varepsilon[\mu m \cdot m^{-1}]$
1 (STF)	<b>90</b>
2 (STR)	<b>20</b>
3 (TTR)	<b>2</b>
4 (TTF)	<b>-60</b>
5 (DTF)	<b>-200</b>
6 (DTR)	<b>80</b>

## 8 Závěr

V bakalářské práci jsou shrnuty způsoby výroby rámu silničních jízdních kol a následně jsou uvedeny zkoušky rámu silničních bicyklů, které byly provedeny na zkušebním rámu firmy Festka s.r.o. Práce se dále zaměřuje konkrétně na únavovou zkoušku šlapacími silami, která velmi realisticky simuluje zatěžování rámu jízdního kola při silovém působení jezdce na pedály bicyklu. Při této zkoušce byla aplikována síla 800N, která nahrazuje silovému působení stojícího cyklisty na pedálech.

Další kapitoly se věnují postupně analytickým a numerickým modelům výpočtu zatížení rámu jízdního kola. Práce se zaměřuje na výpočet ohybového napětí  $\sigma_o$ , respektive poměrné prodloužení  $\varepsilon$ . Byly vypočteny hodnoty poměrného prodloužení pro stanovená místa na rámu, které odpovídají bodům umístění tenzometrů v průběhu zkoušky. Všechny vypočtené i naměřené hodnoty jsou shrnuty viz Tabulka 10.

Tabulka 10: Porovnání poměrných deformací  $\varepsilon$

Bod	$\varepsilon[\mu\text{m} \cdot \text{m}^{-1}]$		
	Analytický model	MKP	Naměřená data
1 (STF)	<b>578,8</b>	<b>19,3</b>	<b>90</b>
2 (STR)	<b>153,8</b>	<b>98,7</b>	<b>20</b>
3 (TTR)	<b>125,0</b>	<b>3,5</b>	<b>2</b>
4 (TTF)	<b>-752,0</b>	<b>-357,7</b>	<b>-60</b>
5 (DTF)	<b>-721,5</b>	<b>-368,2</b>	<b>-200</b>
6 (DTR)	<b>142,7</b>	<b>94,7</b>	<b>80</b>

Z porovnání je zřejmé, že smysly působení deformací při experimentu odpovídají MKP modelu i analytickému modelu. Nejnamáhanější trubkou je ve všech případech dolní rámová trubka, konkrétně bod 5 (DTF). Poměrné deformace z MKP výpočtu vycházejí vyšší o cca 50% oproti experimentu. Hodnoty získané z analytického modelu se oproti experimentu liší výrazněji, jsou cca 4 krát vyšší než naměřené hodnoty.

Odchytky výpočtů od reálných měření budou pravděpodobně největší měrou vyvolány tím, že skutečné namáhání rámu při zkoušce není ideálně rovinné, jak je uvažováno ve výpočtu. Při zkoušce jsou síly zaváděny do míst umístění pedálů na klice, tedy mimo osu pedálu, a tím dochází k jeho kroucení a složitější deformaci trubek. Dalším



důvodem odchylek MKP výpočtu je volba prutového modelu rámu, ve kterém jsme předpokládali konstantní průřez jednotlivých trubek, což neodpovídá skutečnému rámu a také zjednodušení průřezových charakteristik v některých místech rámu. Analytický výpočet se od reálné zkoušky liší také zjednodušením zavedení zatížení do rámu. Dalším důvodem je zjednodušení geometrie rámu hlavního trojúhelníku, kde byla hlavová trubka nahrazena spojením horní a dolní rámové trubky do jednoho bodu. Výpočty se dále od naměřených hodnot liší kvůli volbě materiálových charakteristik, které přesně neodpovídají skutečným parametrům reálného rámu jízdního kola. Uvažované ekvivalentní moduly pružnosti použitých trubek byly převzaty z výpočtů pomocí laminační teorie a nezohledňovaly technologické faktory, které budou ovlivňovat hodnoty modulů reálných trubek. Reálné hodnoty modulů pružnosti by bylo třeba vyšetřit experimentálně.

## 9 Literatura

- [1] LAŠ, Vladislav. *Mechanika kompozitních materiálů*. 1. vyd.: Západočeská univerzita, 2004, 154 s. ISBN 80-7043-273-x.
- [2] ŘEZNÍČEK, Jan. *Pružnost a pevnost IIA*. Praha, 2015. Přednášky. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, ÚSTAV MECHANIKY, BIOMECHANIKY A MECHATRONIKY, ODBOR PRUŽNOSTI A PEVNOSTI.
- [3] VALENTA, František. *Pružnost a pevnost III*. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-010-2480-6.
- [4] ČAPEK, Jan. *Návrh a analýza rámu horského kola z uhlíkového kompozitu*. Praha, 2015. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní.
- [5] HOYEROVÁ, Klára. *Výpočtová analýza kompozitního rámu cyklistického kola*. Praha, 2017. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, ÚSTAV MECHANIKY, BIOMECHANIKY A MECHATRONIKY, ODBOR PRUŽNOSTI A PEVNOSTI.
- [6] ŠIMEČEK, Adam. *Redesign horského rámu RB IQ*. Praha, 2014. Diplomová práce. Vysoká škola uměleckoprůmyslova v Praze.
- [7] ČSN EN ISO 4210-6. *Jízdní kola: Bezpečnostní požadavky na jízdní kola*. Praha: Český normalizační institut, 2015.
- [8] PONÍŽIL, Tomáš a Karel DOUBRAVA. *Experimentální analýza rámu jízdního kola*. Praha, 2017. Analýza měření. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, ÚSTAV MECHANIKY, BIOMECHANIKY A MECHATRONIKY, ODBOR PRUŽNOSTI A PEVNOSTI.
- [9] HORÁK, Zdeněk a Miroslav ŠPANIEL. *Aplikace metody konečných prvků*. Praha, 2010. Skriptum. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, ÚSTAV MECHANIKY, BIOMECHANIKY A MECHATRONIKY, ODBOR PRUŽNOSTI A PEVNOSTI.
- [10] FUSEK Martin a HALAMA Radim. MKP a MHP. Text k projektu *Matematika pro inženýry 21. století* (reg.č. CZ.1.07/2.2.00/07.0332), 2011.

- [11] BENEDICT, Tyler: Factory tour - Guru cycles. *Bikerumor* [online]. Benedict Tyler, 2013, [vid. 2014-10-13]. Dostupné z: <http://www.bikerumor.com/2013/12/10/factory-tour-guru-cycles-part-1-office-visit-carbon-bike-design-stress-testing/>
- [12] OVERHOLT, Zach. Factory Tour: Litespeed Celebrates 30 years of cutting edge titanium bicycle manufacturing. In: *Bikerumor* [online]. 19.2.2016 [cit. 2018-06-07]. Dostupné z: <https://bikerumor.com/2016/02/19/factory-tour-litespeed-celebrates-30-years-of-cutting-edge-titanium-bicycle-manufacturing/>
- [13] STANEK, Alex. IL MASSIMO STAINLESS STEEL XCR FRAMES. In: *Il Massimo Italian Stainless Steel Bicycles* [online]. [cit. 2018-06-07]. Dostupné z: [http://cicli-il-massimo.com/ssxcr\\_frames.htm](http://cicli-il-massimo.com/ssxcr_frames.htm)
- [14] INOX Frames Overview. In: *INOX Stainless Steel Bicycles* [online]. 2014 [cit. 2018-06-07]. Dostupné z: <http://www.kvastainless.com/inox-bicycles.html>
- [15] Aluminium bike frame. In: *CNC machining manufacturer* [online]. [cit. 2018-06-07]. Dostupné z: [http://www.trust-inc.cn/pic/big/299\\_0.jpg](http://www.trust-inc.cn/pic/big/299_0.jpg)
- [16] SkyCiv Cloud Engineering Software. *SkyCiv* [online]. [cit. 2018-06-11]. Dostupné z: <https://skyciv.com>

## Seznam příloh

Přílohy jsou k této práci přikládány v elektronické podobě na CD.

1. Analytický výpočtový model v programu Matlab. [CD]/Matlab/BP\_ram\_1.m
2. Modelová databáze Abaqusu obsahující výpočtový model rámu.  
[CD]/Abaqus/MKP\_ram.cae