

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

# **BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Návrh kyvné vidlice zadního kola motocyklu

Autor: **Petr Křest'an**

Vedoucí práce: **Ing. Václav KUBEC, Ph.D.**

Akademický rok 2016/2017

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Petr KŘEŠŤAN**

Osobní číslo: **S14B0168P**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**

Název tématu: **Návrh kyvné vidlice zadního kola motocyklu**

Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Cílem práce je navrhnout varianty konstrukce zadní kyvné vidlice motocyklu s ohledem na zatížení jednotlivých částí. Návrh bude obsahovat kromě kyvné vidlice a jejího uložení také návrh tlumiče a pružiny.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše na téma uložení kyvné vidlice
2. Analýza problematiky mechanismu kyvné vidlice
3. Variantní návrh řešení
4. Dimenzování vybrané varianty
5. Vytvoření 3D modelu a výkresu sestavy vybrané varianty

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra 1.. Brno: Computer Press, 1999**

**VITTORE, C. Motorcycle Dynamics. Morrisville, Spojené státy americké: LULU, 2006, 978-1430308614**

**TONY, F. Motorcycle Handling and Chassis Design: The Art and Science. Španělsko: Tony Foale Designs, 1984, 84-933286-3-4**

**HLAVÁČ, Z., VIMMR, J. Sbíрка příkladů ze statiky a kinematiky. Plzeň: Typos, tiskařské závody, a.s., 2007, 9788070436097**

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

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Václav Kubec, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Václav Kubec, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2016**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **2. června 2017**

  
Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



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

V Plzni dne 19. září 2016

## **Prohlášení o autorství**

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

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

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## **Autorská práva**

Podle Zákona o právu autorském č.35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR) § 17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků bakalářské práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků, nebo jakékoliv nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

## ANOVAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Křest'an	Jméno Petr	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	„Stavba výrobních strojů a zařízení“		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Příjmení Ing. Kubeč, Ph.D.	Jméno Václav	
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	Nehodící se škrtněte
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Návrh kyvné vidlice zadního kola motocyklu		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	39	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	34	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	5
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>  <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	<p>Bakalářské práce se zabývá návrhem variant konstrukce zadní kyvné vidlice motocyklu s ohledem na zatížení jednotlivých částí. Návrh obsahuje mechanickou a MKP analýzu vybrané varianty kyvné vidlice, uložení a návrh parametrů pružící-tlumič jednotky.</p>
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>  <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	<p>motocykl, kyvná vidlice, tlumič, pružina, mechanika, MKP, NASTRAN, SIEMENS NX, YAMAHA</p>

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Křest'an	Name Petr	
<b>FIELD OF STUDY</b>	“Design of Manufacturing Machines and Equipment”		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname Ing. Kubic, Ph.D.	Name Václav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLÓMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Design of motorcycle swingarm		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2017
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	39	<b>TEXT PART</b>	34	<b>GRAPHICAL PART</b>	5
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	Bachelor thesis it's about variants of the rear swingarm design in accordance with load of the individual part. Work includes mechanical and FEM analysis of the selected swingarm design, swingarm position and proposal for shock absorber characteristics.
<b>KEY WORDS</b>	motorbike, swingarm, damper, spring, mechanics, MKP, NASTRAN, SIEMENS NX, YAMAHA

## Obsah

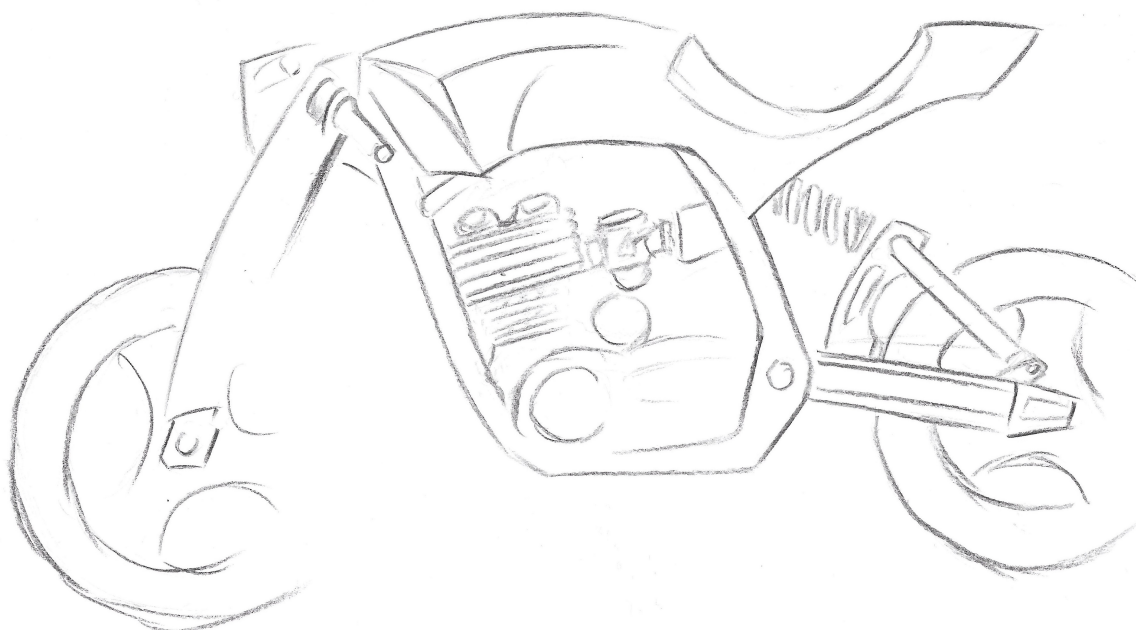
1	Abstrakt	1
2	Úvod	1
3	Rešerše	2
3.1	Kyvné vidlice v průběhu let a jejich inovace	2
3.2	Vlastnosti různých vidlic, jejich přednosti a nedostatky	4
3.2.1	Konvenční dvouramenná zadní vidlice	4
3.2.2	Konzolová zadní vidlice	4
3.2.3	Zadní vidlice s pákovým mechanismem, s centrální tlumicí a pružicí jednotkou	5
3.2.4	Převod točivého momentu na zadní kolo	6
3.2.5	Uchycení kyvných vidlic	7
3.3	Odpružení	7
3.3.1	Pružiny a jejich možné nastavení	7
3.3.2	Tlumiče	9
3.3.3	Odpružená a neodpružená hmota	12
3.3.4	Pneumatiky	12
4	Praktická část	13
4.1	Cíl praktické části	13
4.1.1	Podmínky konstrukce	13
4.2	Varianty konstrukcí zadní vidlice	13
4.2.1	Konvenční dvouramenná zadní vidlice	13
4.2.2	Konzolová zadní vidlice	14
4.2.3	Zadní vidlice s pákovým mechanismem a s centrální pružicí-tlumicí jednotkou	15
4.2.4	Výběr optimální varianty	16
4.3	Výběr pružicí-tlumicí jednotky a určení jejího úhlu natočení	17
4.4	Stanovení okrajových podmínek pro MKP analýzu	20
4.4.1	Nastavení úhlu natočení zadní vidlice	21
4.4.2	Určení zatížení pro MKP analýzu	22
4.5	MKP analýza kyvné vidlice	25
4.5.1	Zadání MKP analýzy	25
4.5.2	Průběh MKP analýzy	25

4.5.3	Varianty řešení	26
4.5.4	Idealizovaný model	26
4.5.5	FEM model	26
4.5.6	Odebrání stupňů volnosti a volba zatížení	27
4.5.7	Porovnání prvotních výsledků daných variant	28
4.5.8	Finální výsledky MKP pro variantu C	28
4.5.9	Shrnutí výsledků z MKP analýzy	31
4.6	Realizace	31
5	Závěr	33
6	Citace	34



## 1 Abstrakt

V dnešní době kdy lidí na naší zeměkouli přibývá, sériová výroba nabírá na obrátkách a my lidé žijeme jako klony ostatních, tak se zvyšuje touha lidí po individualizaci a tím i zájem o originální a jedinečné výrobky. Cílem tohoto projektu celkově bylo stvoření unikátní motorky, která se bude naprosto lišit od standardní sériové výroby a nabídne volný a nesvázaný design, který sériová výroba neumožní, zachovají se a nebo selepší jízdní vlastnosti a sníží se hmotnost stroje. Náplní této práce byl návrh alternativní konstrukce kyvné vidlice zadního kola. Z designových důvodů bylo nutné pozměnit rám použitého sériového motocyklu.



*Obrázek 1: Návrh designu motocyklu*

## 2 Úvod

Kyvná vidlice je součástí podvozku a slouží k uchycení zadního kola k rámu a k vedení zadního kola. Je odpružena a tlumena jednou centrální pružinou s tlumičem, nebo dvěma bočními pružinami s tlumiči. Tlumicí a pružicí jednotka je uchycena na jednom konci k rámu a druhým koncem ke kyvné vidlici.

Uložení pružicí a tlumicí jednotky ovlivňuje jízdní vlastnosti a reakce přenášené na kyvnou vidlici a na rám. Při nevhodném uložení tlumicí-pružicí jednotky mohou vznikat extrémní momenty na pružicí a tlumicí jednotku, takže je nutné zvýšení tuhosti a koeficientu tlumení výměnou pružiny a tlumiče. Přičemž je dosti možné, že v daných rozměrech již nebude možné vyrábět pružiny a tlumiče s vyššími hodnotami. Nedostatečný koeficient tlumení může způsobit rozkmitání zadního kola a ohrozit řidiče na životě, zatímco nízká tuhost zhorší komfort z jízdy. Ve výsledku navrhnuté řešení kyvné vidlice a její uložení musí splňovat dané podmínky. [5]

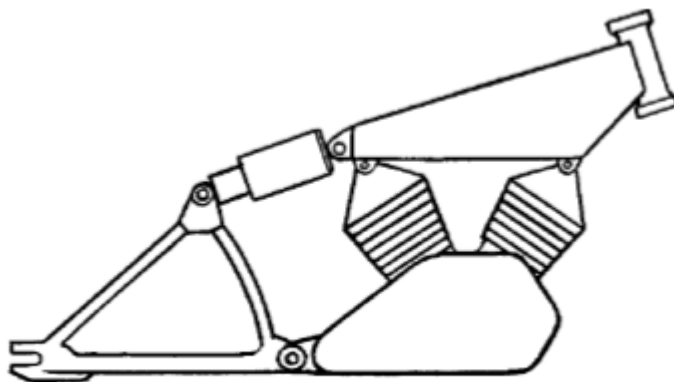
## 3 Rešerše

### 3.1 Kyvné vidlice v průběhu let a jejich inovace

Kyvné vidlice jsou nástupcem prvotního plunžrového odpružení zadního kola. Sice byly vymyšleny a realizovány již dříve, ale jejich všeobecný rozvoj začal až na konci padesátých let se značkou Norton a s jejich rámem Featherbed, který šel roku 1955 do sériové výroby.

Vincent standardizoval roku 1928 kyvnou vidlici trojúhelníkového schématu, kterou nazýváme konzolová zadní vidlice. Zpočátku Vincent používal k tlumení a pružení dvě pružiny a jeden tlumič, vše samostatně. Roku 1955 začal používat jednotný tlumič s vestavěnou pružinou. Celý tento systém odpružení zadního kola dostal o téměř 20 let později od Yamahy marketingový název „Cantilever“ a použití jednoho centrálního tlumiče a pružiny získalo název „Monoshock“. Pozdější rozvoj tohoto konceptu byl způsoben většími zatíženími pružící-tlumící jednotky a větší technickou náročností na tlumiče a pružiny v porovnání s konvenční kyvnou vidlicí a proto byly nutné větší tuhosti pružin a tlumení tlumičů.

Také značka motocyklů Moto Guzzi používala od třicátých let konzolovou kyvnou vidlici. Jen s tím rozdílem, že byla obrácená směrem k zemi a byla použita tažná pružina umístěná pod motorem.

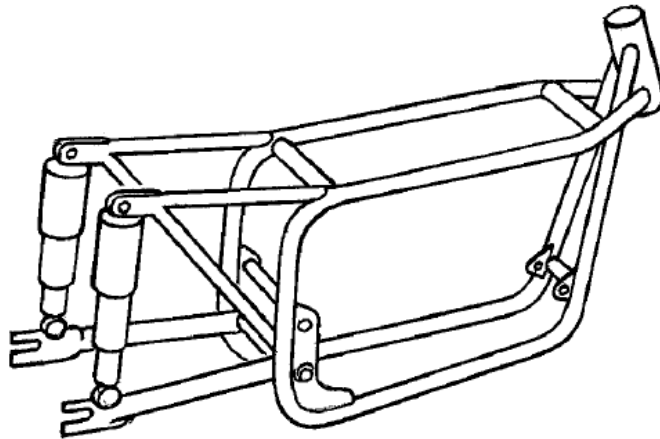


Obrázek 2: Schéma konstrukce rámu od značky Vincent s konzolovou zadní vidlicí [2].

V polovině čtyřicátých let začala značka Velocette s výrobou závodního motocyklu Mark VIII KTT, jedná se o první motocykl s klasickou konstrukcí konvenční dvouramenné zadní vidlice. Ramena kyvné vidlice u tohoto motocyklu byla vyrobena z kuželových trubek, jenž se zužovali směrem k zadnímu kolu. Tento způsob zajišťoval větší tuhost kyvné vidlice.

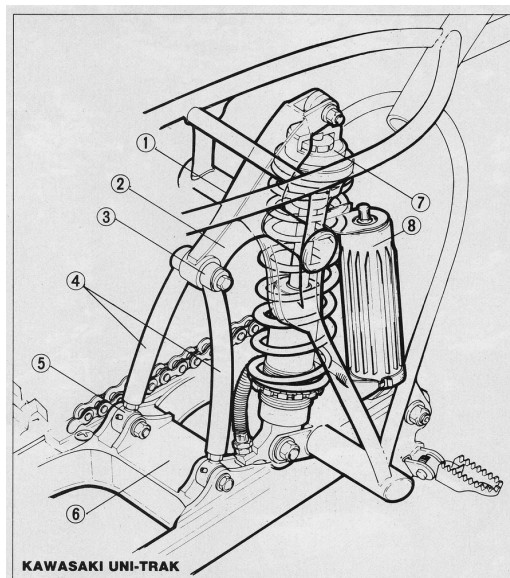
Problém u této dvouramenné kyvné vidlice byl s torzní tuhostí, kdy mohlo dojít k vychýlení stopy díky různým tuhostem postranních pružin. Tento problém se řešil pružinami s naprosto stejnou tuhostí.

Později v sedmdesátých letech začalo Suzuki používat konzolovou kyvnou vidlici s konvenčním uchycením pružících a tlumících jednotek .V tomto případě je konzole použita jen z důvodů tuhosti a ne k přenášení sil od tlumiče a pružiny.



*Obrázek 3: Norton Featherbed rám s konvenční kyvnou vidlicí [2]*

V polovině sedmdesátých let začala značka Kawasaki vyvíjet systém Uni-Trak pro třídu závodních motocyklu GP 250. Byla to první zadní vidlice s pákovým mechanismem a s centrální tlumicí a pružicí jednotkou. Tímto započala firma Kawasaki nový trend, jenž se dnes používá snad téměř u všech moderních motocyklů. V originálním provedení byla tlumicí a pružicí jednotka vertikálně umístěna za převodovkou a spodní částí uchycena k rámu. Pohyb vidlice byl přenášen pomocí krátké páky, jejíž střed byl zachycen k rámu. Páka byla jedním koncem připevněna k horní části tlumicí jednotky a druhým koncem byla uchycena ke kyvné vidlici pomocí rozdvojené tyče. [2][5]



*Obrázek 4: Systém podvozku Uni-Trak: 1 – čep páky, 2 – páka, 3 – čepke spojovacím článkům, 4 – spojovací články , 5 – čepy ke kyvné vidlici, 6 – kyvná vidlice, 7 – tlumič, 8 – pružina [6]*

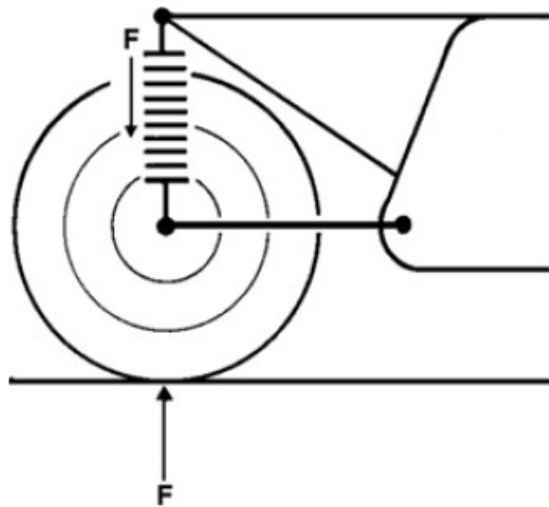
## 3.2. Vlastnosti různých vidlic, jejich přednosti a nedostatky

### 3.2.1 Konvenční dvouramenná zadní vidlice

Jedná se o nejrozšířenější typ kyvné vidlice. Tato vidlice je sestavena ze dvou ramen, která jsou odpružena dvěma tlumiči s vestavěnou pružinou, každý na jednom rameni. Tlumiče jsou nastaveny na určitý úhel v závislosti na kyvné vidlici.

Výhodou konvenční dvouramenné kyvné vidlice je jednoduchá konstrukce, malé reakční síly přenášené do rámu, snadný odvod tepla vznikající v pružících a tlumících jednotkách. Velkou výhodou je velká amplituda pohybu tlumící-pružící jednotky, která je téměř rovna svislé amplitudě pohybu zadního kola, čímž vznikají velké kompresní a extenzivní rychlosti tlumičů.

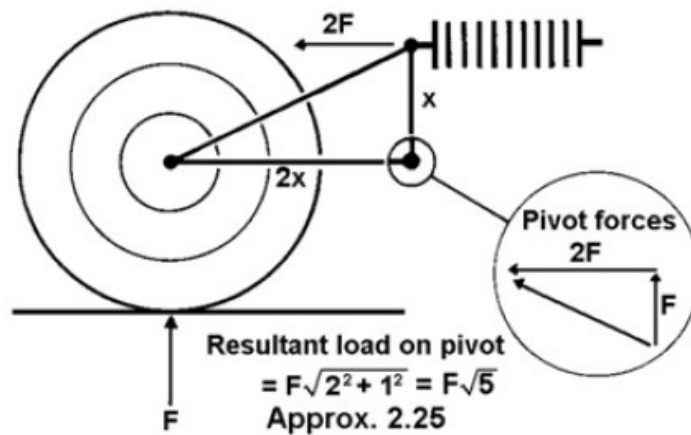
Největšími nevýhodami jsou omezené vertikální oscilační amplitudy zadního kola a malá progresivní tuhostní charakteristika. Velkou nevýhodou jsou různé síly od obou pružících-tlumících jednotek, které jsou vyvolané buď předepnutím nebo různými charakteristikami pružin a tlumičů, tento problém způsobuje špatné fungování podvozku díky vznikajícím momentům, které torzně namáhají kyvnou vidlici. Toto se dá zredukovat příčkou vloženou mezi ramena kyvné vidlice. [2]



Obrázek 5: Zjednodušené silové schéma konvenční dvouramenné zadní vidlice [2]

### 3.2.2 Konzolová zadní vidlice

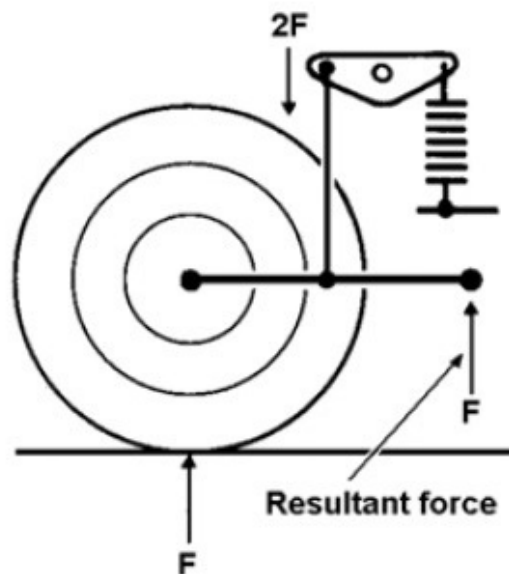
Tato vidlice je poskládaná z dvou ramen a konzolové části, na které je uchycena centrální tlumící a pružící jednotka. Výhodou konzolové zadní vidlice je lepší nastavitelnost podvozku díky jednomu tlumiči, menší neodpružená hmota, velká tuhost v ohybu a v krutu a velká výchylka pohybu zadního kola. Toto odpružení zadního kola nedosahuje progresivních tuhostí a pozice tlumící-pružící jednotky nad motorem nebo za motorem může způsobovat problémy s odvodem tepla z tlumiče.



Obrázek 6: Zjednodušené silové schéma konzolové zadní vidlice [2]

### 3.2.3 Zadní vidlice s pákovým mechanismem, s centrální tlumicí a pružicí jednotkou

Tyto mechanismy odpružení jsou schopny dosáhnout lepších progresivních vlastností odpružení. Nejčastější konstrukce jsou založené na čtyřčlenných mechanismech. Jednotlivé typy mechanismů tohoto odpružení jsou od sebe navzájem rozdílné jen body uchycení tlumicí-pružicí jednotky, může být uchycená mezi rámem a pákou (UniTrak – Kawasaki), nebo mezi spojovacím článkem a rámem (ProLink – Honda) a nebo mezi pákou a kyvnou vidlicí (Full Floater – Suzuki). U těchto systémů je zachována minimální neodpružená hmota, jsou dosaženy velké výchylky zadního kola a velké reakční síly jsou přeneseny přes části mechanismů.



Obrázek 7: Zjednodušené silové schéma kyvné vidlice s pákovým systémem [2]

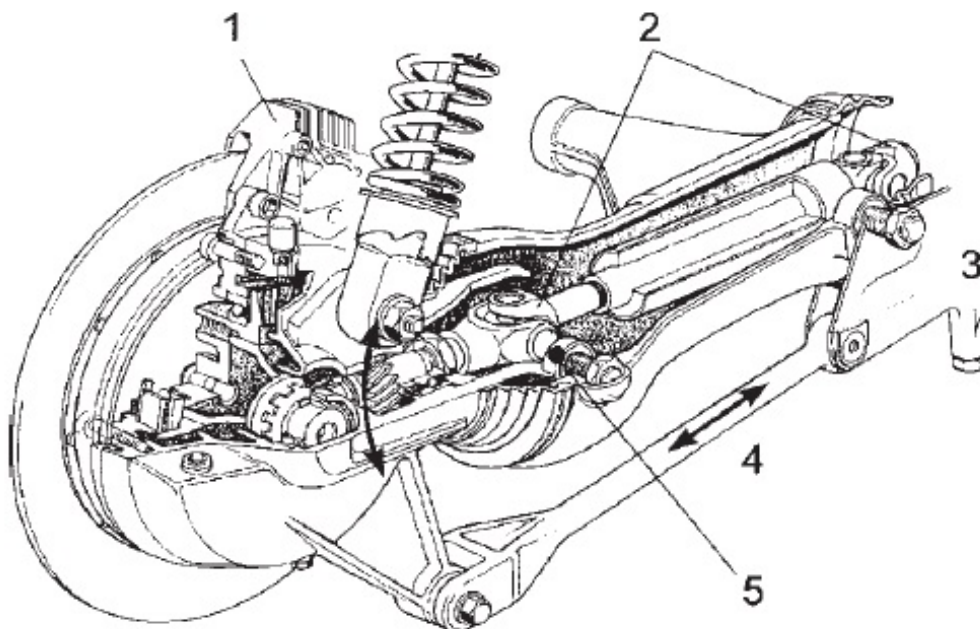
Ve všech případech u vidlic s pákovým mechanismem je hlavním cílem dosáhnout progresivní tuhosti u výchylky zadního kola (při konstantní hodnotě tuhosti pružiny) v kombinaci s citlivostí pro malé hrboly s rostoucím kontrolou pro větší nerovnosti. Odpor způsobený tuhostí pružiny je úměrný samotné deformaci pružiny. Díky pákovým dílům mechanismu bylo možné nastavit celkovou tuhost zadního kola, bohužel z mechanického hlediska v jistých uhlech je tento systém neefektivní a proto se mnoho konstruktérů přiklání místo komplikovaného mechanismu k progresivním pružinám. [2]

### 3.2.4. Převod točivého momentu na zadní kolo

Způsob přenosu síly na zadní kolo ovlivňuje celkově konstrukci rámu a hlavně kyvné vidlice. Nejrozšířenějšími způsoby převodu točivého momentu na zadní kolo je řetěz, řemen a Kardanova hřídel. U všech typů ovlivňuje samotnou kyvnou vidlic točivý moment ve směru otáčení kola.

U řetězových a řemenových převodů, kde je stejný princip, bývá kyvná vidlice osazena u uložení zadního kola napínáky řetězu, kterými lze nastavit napnutí řetězu a v tomto místě se také nastavuje směr zadního kola. Napnutí řetězu se většinou určuje při zatížení jezdce. Nevýhodou řetězového a řemenového převodu je pravidelná výměna celé převodové soustavy.

Dnes nejpoužívanější převod pro značky BMW a Moto Guzzi je Kardanova hřídel,tato spojka využívá prostoru vně kyvné vidlice a táhne se skrz ní. Výhodou převodu je vysoká životnost a nevýhodou je složitost mechanismu.



Obrázek 8: Pohon zadního kola se systémem "paralever" (BMW) s otočnou skříní kuželového převodu a zachycením sil na rámu: 1- třmen kotoučové brzdy, 2 - křížové klouby, 3 – skřín převodovky (pevně spojená s rámem), 4 - tahové a tlakové síly, 5 - otočný kloub (kuželíkové ložisko) pro skřín kuželového převodu pohonu kola [2]

### **3.2.5. Uchycení kyvných vidlic**

Kyvná vidlice se otáčí okolo jedné osy nebo okolo dvou čepů, které jsou umístěny dole na zadní části rámu. K uložení zadní vidlice se používají bronzová kluzná ložiska nebo jehličková ložiska. Při velikých zatíženích se používají kuželová ložiska, zejména u těžších a cestovních motocyklů, jejich výhodou je seřiditelnost a vysoká odolnost. Dříve se používali k uložení plastická ložiska, ale docházelo k jejich rychlému opotřeby díky samomazným účinkům a neobnovitelné mazací náplni.

## **3.3. Odpružení**

Odpružení zmenšuje kmitavý pohyb přenášený na rám, chrání řidiče a spolujezdce před nežádoucími otřesy, zvyšuje životnost rámu a kyvné vidlice a zajišťuje styk pneumatiky s vozovkou.

Hlavní funkcí odpružení je udržet pneumatiky na vozovce, protože ztráta styku pneumatik s vozovkou snižuje jízdní vlastnosti, u zadního kola způsobuje ztrátu točivého momentu a u předního kola způsobí ztrátu řízení. Dalším stejně důležitým požadavkem na odpružení je komfort posádky, díky zachování konstantní výšky odpružené hmoty vůči nerovnostem vozovky a prodloužení životnosti odpružených a neodpružených dílů snížením silových rázů. Tyto dva požadavky jdou proti sobě, protože pro co nejlepší styk pneumatiky s vozovkou je vhodnější tvrdší podvozek, který není zase tak pohodlný pro posádku.

Čtyřmi hlavními parametry odpruženého podvozku jsou:

- tuhost
- tlumení
- odpružená a neodpružená hmota
- charakteristika pneumatik

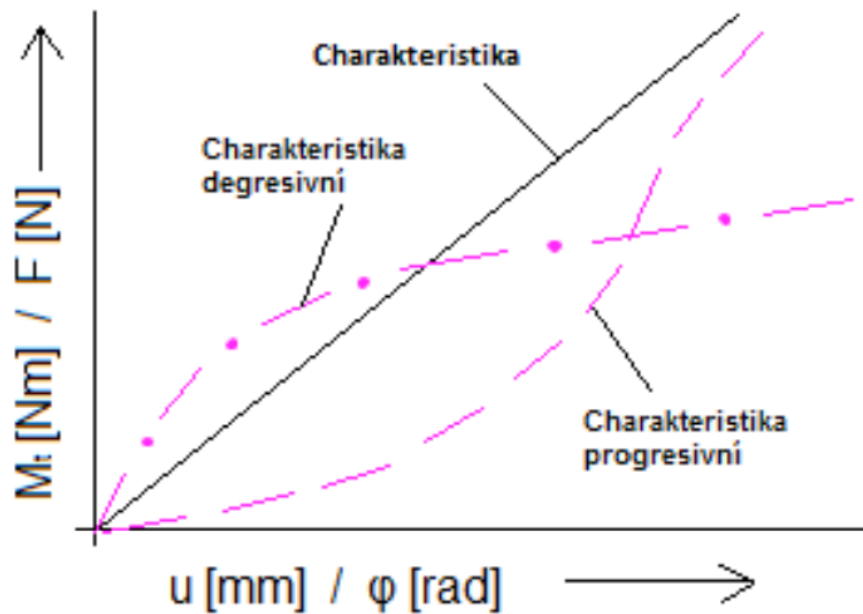
### **3.3.1. Pružiny a jejich možné nastavení**

Dnes se u motocyklů nejvíce užívá především tlačných vinutých pružin s lineární a progresivní charakteristikou tuhosti. Občas se užívá u jednodusových motocyklů na zakázku i tažných vinutých pružin. Nejčastější je výroba pružin z oceli. U zadních tlumičů bývá pružina umístěna okolo tlumiče a u přední vidlice bývá většinou umístěna vevnitř v trubkovém tlumiči.

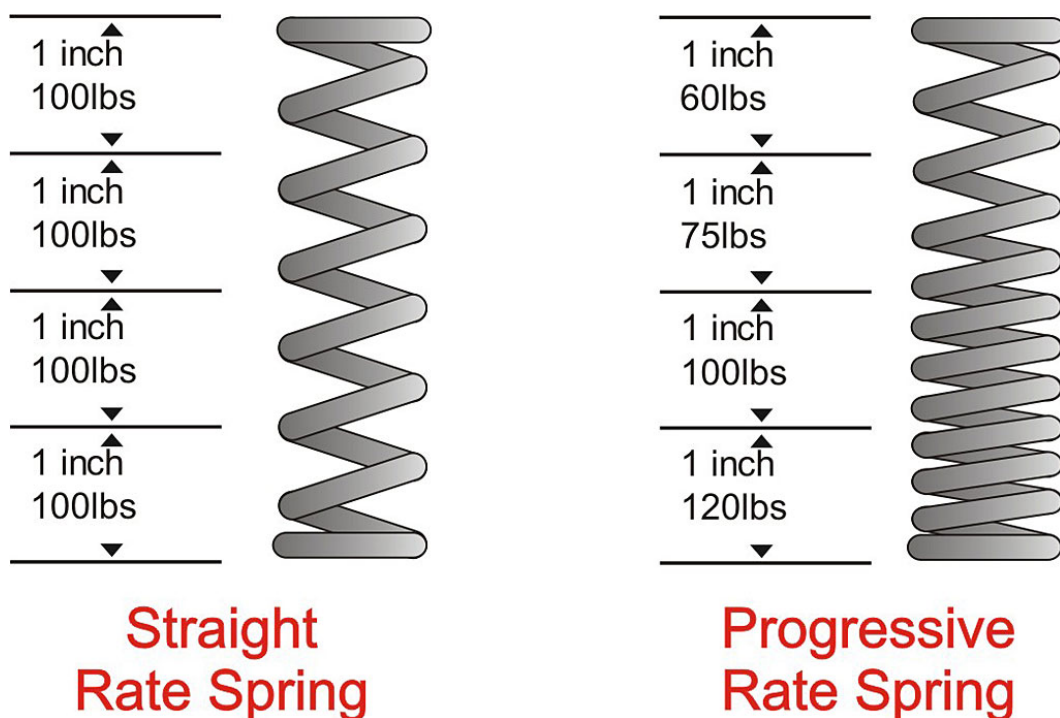
Charakterem pružin je tuhost, která je definována silou ku deformaci pružiny v jednotkách N/m. Tuhost lze vyjádřit jako funkci závislosti síly na stlačované délce, průběhem této funkce můžeme určit zda-li se jedná lineární a nelineární tuhost pružiny. U nelineárního průběhu rozlišujeme progresivní a degresivní charakteristiku, přičemž degresivní tuhostní charakteristika je u motocyklů nežádoucí. Obr. 9.

Lineární progresivní charakteristika je typická pro mechanismy klasických kyvných vidlic, které mají konstantní převodové funkce pro stlačení pružící jednotky a je u nich užitá pružina s lineární charakteristikou tuhosti.

Progresivní tuhosti lze dosáhnout dvěma přístupy. Jedním přístupem je použití zadní vidlice s pákovým mechanismem s lineární pružící tlumící jednotkou, kde je progresivní charakteristika výsledkem vlastností nekonstantní převodových funkcí. Nebo lze nejjednodušším způsobem použít klasickou zadní vidlici v kombinaci s progresivní pružinou.



Obrázek 9: Druhy charakteristik tuhostí [4]



Obrázek 10: Rozdíl ve vinutí lineární a progresivní tlačné pružiny [7]

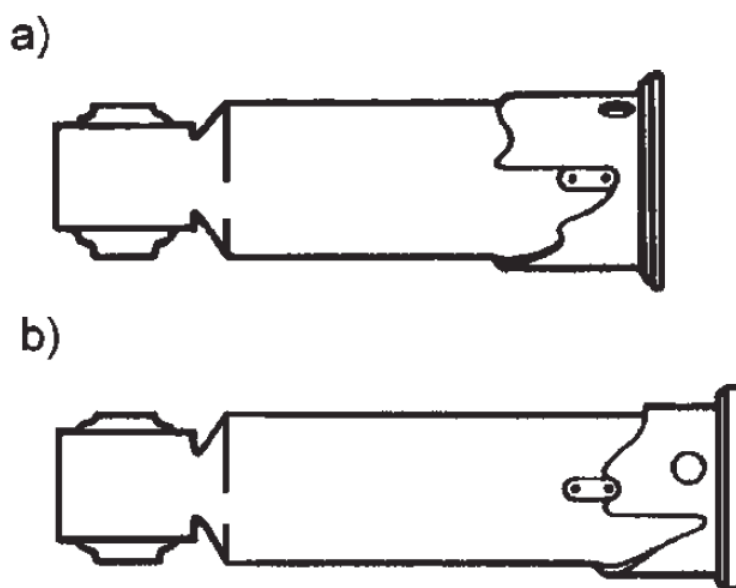
Rozdílem mezi tlačnou vinutou pružinou lineární a progresivní je způsob vinutí pružiny. U lineárních pružin je po celé délce stejnoměrné stoupání pružiny. U pružin s progresivní tuhostí je vždy zvýšena hodnota stoupání na jednu nebo více otáček v určitém rozsahu. Obr. 10.



Důležitým nastavením pružiny je její předepnutí, kterým lze nastavit tuhost pružiny dle hmotnosti jezdce, v pozici pro minimální tuhost je stále zachováno minimální předepnutí pro udržení stlečené pružiny .

Mechanismus na nastavení předepnutí je součástí tlumiče. Existují dva druhy těchto mechanismů, nejobecnější způsob je vyroben z lisované trubky na jejímž obvodu jsou výškově odstupňované drážky a shora je dosedací plocha pružin. Tento díl je nasazen na válec tlumiče na němž jsou dvě dosedací zářezky naproti sobě. Tyto dva díly jsou k sobě přitlačeny pružinou.

Druhý způsob se užívá u centrálních pružících jednotek kdy předepnutí je nastaveno pomocí matice, která je podepřena pojistnou maticí. [2] [5] [7]



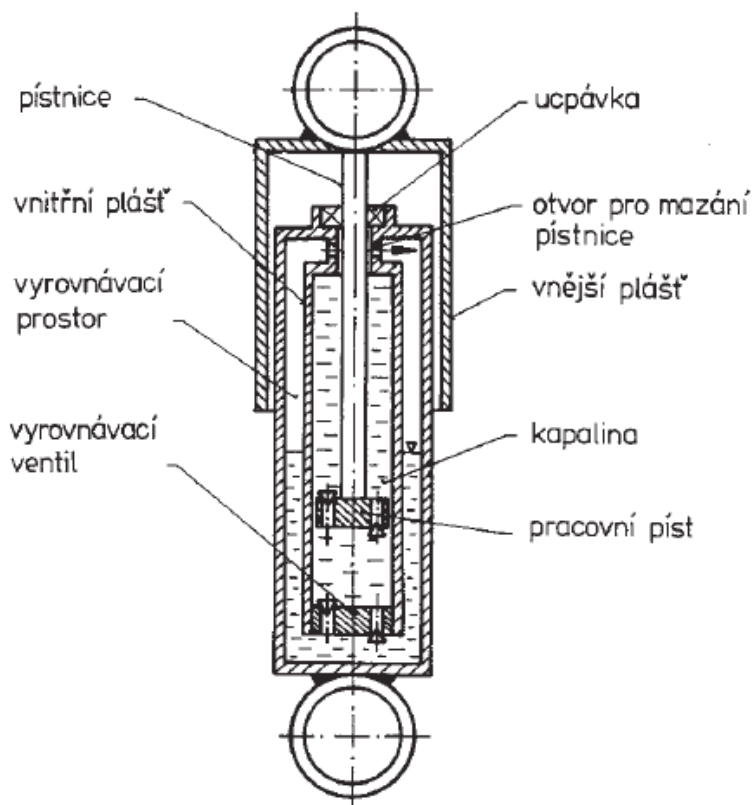
*Obrázek 11: Mechanismus k předepnutí pružiny a) minimální předepnutí a) nastavení maximální předepnutí [5]*

### **3.3.2. Tlumiče**

Funkcí tlumiče je tlumit jak nárazy tak i kmitání podvozku při jízdě. Tlumič je pohlcovač energie. Na rozdíl od pružiny tlumič nemá vlastnost vracet se do původní polohy a veškerou pohlcovanou energii vylučuje ve formě tepla. Ztráta energie je nutná k zabránění nekontrolovatelných oscilací v podvozku. Bez tlumiče může nastat situace kdy pružina přijatou energii využije k navrácení do statické polohy a zbytek naakumulované energie se přenesou do odpruženého rámu jako kinetická energie a způsobí další vychýlení pružiny ze statické polohy až do místa kdy je kinetická energie nulová a pružina se zase začne vracet zpět do statické polohy a kmitá dokud celkově neztratí veškerou kinetickou energii materiálovým tlumením. Tento jev rozkmitání může výrazně zhoršit jízdní vlastnosti a být příčinou k pádu posádky. Tlumení by mělo reagovat jak na malé tak i velké rychlosti stlačení pružin proto se vyžadují progresivita tlumení.

Důležitou vlastností tlumiče je propuštění, které je rozdílem mezi nadoraz stlačeného a uvolněného tlumiče. Nejčastěji se dnes používá dlouhé propuštění, které zvyšuje progresivní vlastnosti odpružení díky většímu objemu stlačované kapaliny.

Nejrozšířenější typ tlumičů je teleskopický, které dělíme na jednovlášťové a dvouvlášťové tlumiče. Jejich základním prvkem je válec, ve kterém se pohybuje pístek v kapalinové náplni. Pístek je provrtán dírami, skrz které prochází při pohybu kapalina z jedné komory do druhé. Z mechaniky tekutin vyplývá že odpor kapaliny roste s rychlostí pohybujícího se tělesa. Dvojčinný ventil v tlumiči zajistí, že průtokový průřez je při stlačování větší než při jeho roztahování, díky tomu je odpor tlumiče větší při jeho roztahování než stlačování. V tlumiči pod dělícím pístem může být jako přídavné tlumící médium vzduch nebo kapalina, která zvýší progresivitu tlumení. Tlumič je dále chráněn gumou na konci svého zdvihu aby nedošlo k jeho poškození.

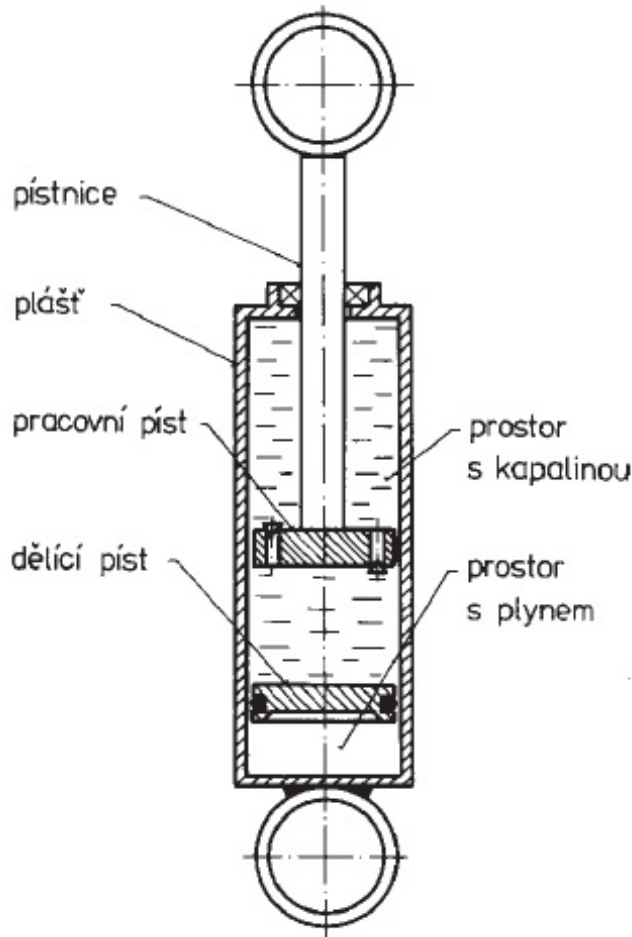


Obrázek 12: Dvouvlášt'ový tlumič [5]

**Dvouvlášt'ový tlumič** je složen ze dvou komor, kvůli vzájemnému uložení obou komor je nazýváme plášť. Vnitřní plášť je zcela naplněn kapalinou a pohybuje se v něm pracovní píst s pístnicí. Na dně této komory bývají vyrovnávací ventily do vnějš'í komory, která tvoří vnějš'í plášť. Tato komora je přibližně do poloviny naplněna stlačovanou kapalinou a tvoří vyrovnávací prostor. Vyrovnávací prostor vyrovnává rozdíl skutečného objemu pracovního prostoru, který se zasouváním pístnice zmenšuje o její objem a vyrovnává také rozdílů objemu tlumičové kapaliny vlivem teploty.

Přebytečná kapalina při stlačování tlumiče proudí vyrovnávacím ventilem do vyrovnávacího prostoru a při roztahování tlumiče proudí zpět do pracovního prostoru. Pracovní a vyrovnávací komora je uzavřena víkem s vodícím pouzdem pístnice a ucpávkou.

Pro správné fungování je důležité aby v pracovním prostoru nebyly vzduchové polštáře. Stlačený vzduch v kapalině způsobuje kolísání tlumící síly. Proto nemůže dvouplášťový tlumič pracovat v libovolné poloze, neboť při velmi šikmém náklonu by se mohl dostat vzduch z vyrovnávací komory do pracovní části.



Obrázek 13: Jednoplášťový tlumič [5]

**Jednoplášťový tlumič** pracuje s kapalinou pro pohlcení pohybové energie a využívá kapalinového tření, které vzniká při průchodu kapaliny příslušnými ventily. Tento typ tlumičů je dnes nejrozšířenější. Účinnost tlumiče je snížena pěněním kapaliny při průtoku ventily. K odstranění této nedokonalosti byl vyvinut plynokapalinový tlumič, jenž navíc disponuje prostorem s plynem, který podpírá pracovní prostor. Plynový prostor zabraňuje pěněním kapaliny. Tento tlumič se často označuje jako tlumič plynový.

Vyrovnávací prostor zde nahrazuje plynová náplň o tlaku 0,3 až 0,6 MPa. Tlumičová kapalina je oddělena od plynu dělicím pístem, který se může volně posouvat ve válci. Některé tlumiče nemusí obsahovat dělicí píst a kapalina s plynem mohou být spolu ve styku, v těchto případech je nutné, aby nedošlo k promísení kapaliny se vzduchem. To se řeší pomocí odrazné příčky nebo tzv. uklidňujícím pístem.

Výhodou jednopláš'ových pístů oproti dvoupláš'ovým je větší průměr pístu při stejném vnějším průměru, lepší vlastnosti při kmitavém pohybu s vyššími frekvencemi, lepší chlazení pracovního prostoru, necitlivost vůči změně objemu pracovní kapaliny vlivem ochlazení a libovolná pracovní poloha.

Problémem u jednopláš'ových tlumičů je životnost a těsnost ucpávky, vodícího pouzdra a pístnice díky vysokému přetlaku. [5]

### **1.3.3. Odpružená a neodpružená hmota**

Odpružená hmota je vše co je pevně připevněno na rámu bez kinematických vazeb ke kolům a neodpružená hmota jsou zejména kola, tlumící-pružící jednotky a součástky mechanismů odpružení.

Poměr odpružené hmoty ku neodpružené hmotě je směrodatnou hodnotou pro získání co nejlepších vlastností odpružení podvozků. Požadavkem je aby poměr byl co největší. Tento problém je výraznější u lehčích motocyklů, skútrů a elektromotocyklů s motory vloženým v ráfku zadního kola. [1] [5]

### **3.3.4 Pneumatiky**

Pneumatiky jsou jedním z nejdůležitějších komponent motocyklu. Základním charakterem pneumatiky je deformovatelnost, která dovoluje udržet kontakt kola s vozovkou i při malých nerovnostech, kdy ještě tlumič s pružinou nejsou schopni pracovat. Pneumatika mimo zvýšení komfortu z jízdy disponuje adhezí, která je důležitá pro přenos točivého momentu, brzdění a přenos postranních sil.

Pneumatika je schopna pružit do všech směrů bez ohledu na tvar nerovnosti. Tlumení pneumatik ovlivňuje tvar příčného průřezu, rovnoměrné rozdělení hmoty po obvodu a pružnost materiálu. Velice důležitým faktorem je tlak v pneumatice, který udržuje správný tvar pneumatiky a ovlivňuje její tvrdost. [1]

## 4 Praktická část

### 4.1 Cíl praktické části

Cílem práce je navrhnout varianty konstrukce zadní kyvné vidlice motocyklu s ohledem na zatížení jednotlivých částí. Návrh bude obsahovat kromě kyvné vidlice a jejího uložení také návrh tlumiče a pružiny.

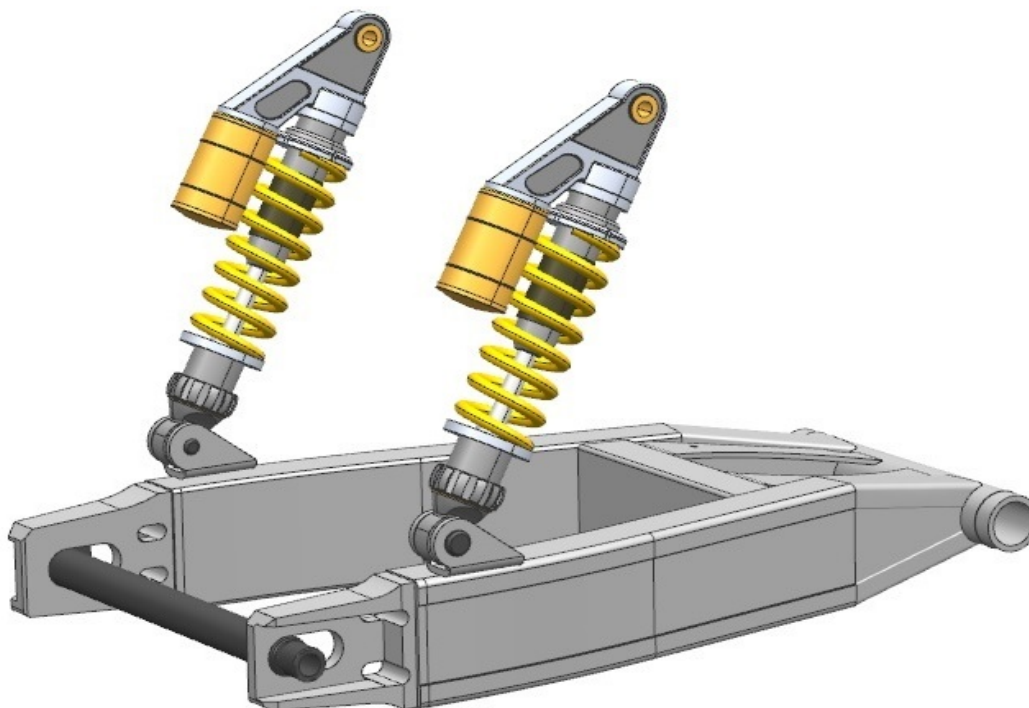
#### 4.1.1 Podmínky konstrukce

- Úprava původní kyvné vidlice nedestruktivním způsobem
- Snížení hmotnosti neodpružené hmoty
- Snížení celkové hmotnosti rámu a motocyklu
- Zachování nebo zlepšení jízdních vlastností

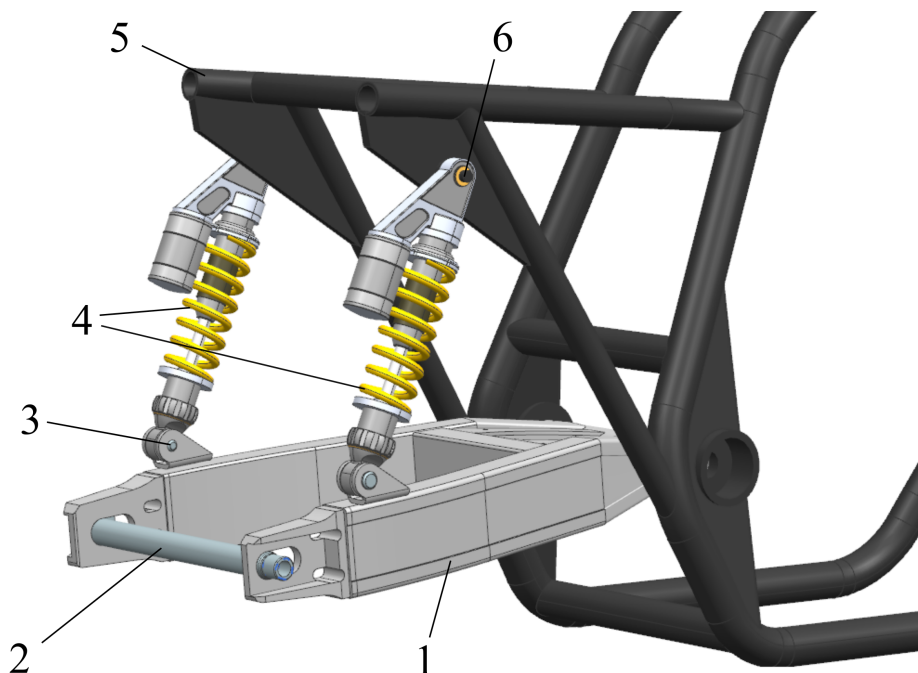
### 4.2. Varianty konstrukcí zadní vidlice

#### 4.2.1 Konvenční dvouramenná zadní vidlice

Tento typ byl původní konstrukcí kyvné vidlice na originálním sériovém motocyklu, tato kyvná vidlice bude použita v dalších variantách nedestruktivním způsobem.



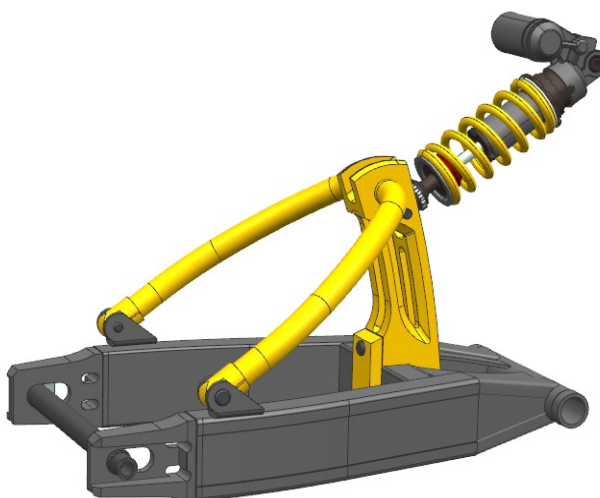
Obrázek 14: Varianta 1 - Konvenční dvouramenná zadní vidlice



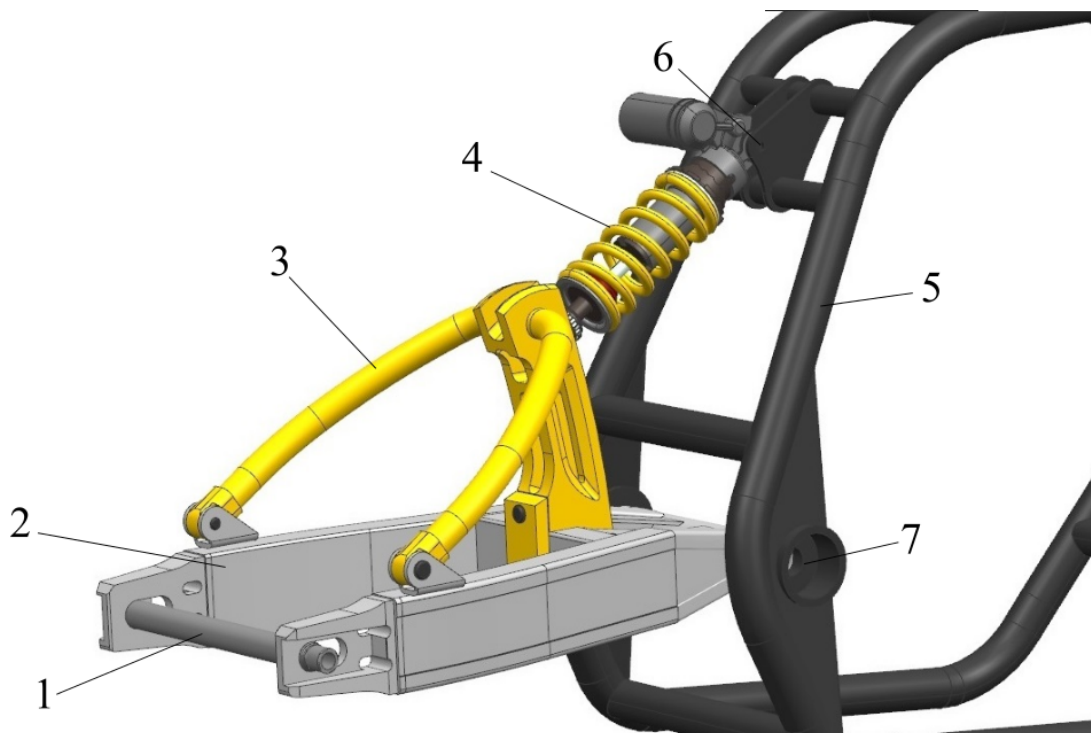
Obrázek 15: Varianta 1 - Konstrukce zadního odpružení: 1 - Konvenční kyvná vidlice, 2 - Čep zadního kola, 3- úchyt tlumiče na kyvné vidlici, 4 - tlumící-pružící jednotka, 5 - rám, 6 - úchyt tlumiče na rámu

#### 4.2.2 Konzolová zadní vidlice

V této variantě byla vytvořena konzole, jenž je složena z hlavního sloupku, ohnuté trubky a dvou úchytů, tyto díly jsou k sobě svařeny. Tato konstrukce je nasunuta na hlavní obdélníkovou příčku původní kyvné vidlice a je na ní upevněna svěrným spojem. Úchyty zasunuté do ohnuté trubky jsou upevněny v uchycení původních tlumičů.



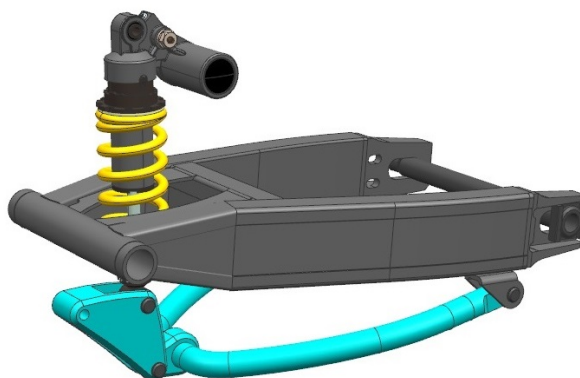
Obrázek 16: Varianta 2 - Konzolová zadní vidlice



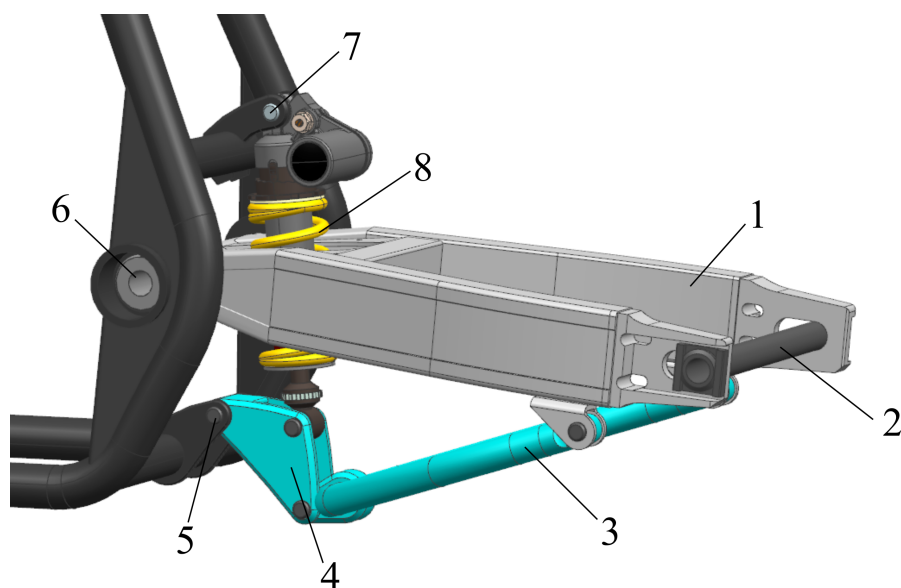
Obrázek 17: Varianta 2 - Konstrukce zadního odpružení: 1 - čep kola, 2 - konvenční dvouramenná kyvná vidlice, 3 – přídatná konzole, 4 – pružící-tlumící jednotka, 5 – rám, 6 – uchycení tlumiče v rámu, 7 – uložení kyvné vidlice v rámu

#### 4.2.3 Zadní vidlice s pákovým mechanismem a s centrální pružící-tlumící jednotkou

U této varianty konstrukce byla použita kyvná vidlice, byla obrácena uložením původních tlumičů směrem dolů a k nim byl zezdola připojen pákový mechanismus, sestávající z nezatíženého binárního členu ve formě ohnuté hliníkové trubky se svařeným uchycením, z pružící a tlumící jednotky a z ternárního členu jenž spojuje pružící-tlumící jednotku a binární člen s rámem. Geometrie ternárního členu přímo ovlivňuje progresivní charakteristiku tuhosti.



Obrázek 18: Varianta 3 - Zadní vidlice s pákovým mechanismem a s centrální pružící-tlumící jednotkou



Obrázek 19: Varianta 3 - Konstrukce zadního odpružení :1 - kyvná vidlice, 2 - čep kola, 3 – lomený prut pro přenos síly od zadní vidlice, 4 – spojovací člen mechanismu , 5 - uložení mechanismu v rámu, 6 – uložení kyvné vidlice v rámu, 7 - rám, 8 - pružící-tlumící jednotka

#### 4.2.4. Výběr optimální varianty

Posouzení optimální varianty probíhalo podle výběrové tabulky, kde vyšla nejlépe Varianta 2 – Konzolová zadní vidlice. Z praktického hlediska Varianta 3 byla vyhodnocena jako nerealizovatelná, díky nedostatku prostoru pro pružící-tlumící jednotku v původní vidlici a problematickému mechanickému řešení, pro jehož výpočet by bylo třeba řešit minimálně devět rovnic o devíti neznámých, kde je potřeba mnohem složitější mechanické analýzy pro geometrii s funkčními vlastnostmi.

<b>Varianty</b>				
	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Váha
Obtížnost realizace	3	2	1	1
Obtížnost výpočtů	2	3	1	0,9
Reakční síly	3	2	1	0,8
Progresivita tuhosti	1	2	3	0,7
Design	1	3	2	0,6
Body	8,5	9,5	6	

Tabulka 1: Rozhodovací tabulka pro výběr optimální varianty

#### **Byla vybrána varianta 2**

Varianta 2 byla vybrána z důvodů jednoduché konstrukce a snadného nastavení geometrie, pro zlepšení progresivity tuhosti pružení může být použita progresivní vinutá pružina a tím lze dosáhnout stejně dobrého odpružení jako u vidlic s pákovým mechanismem.



### 4.3 Výběr pružicí-tlumicí jednotky a určení jejího úhlu natočení

Při výběru tlumicí-pružicí jednotky byl dán předpoklad malého stlačení pružiny při statickém zatížení vlastní hmotností motocyklu s řidičem a rozložení hmotnosti na zadním kole v poměru  $\frac{m_z}{m}=0,55$  , kde  $m_z$  je hmotnost naměřená na zadním kole a  $m$  je celková hmotnost motocyklu. Tato hodnota pochází z naměřených hodnot na původním motocyklu a očekávaná hmotnost motocyklu  $m$  je 220 kg a s řidičem  $m_r$  je 300 Kg.

Byla řešena mechanická analýza ternárního členu, který tvoří konzolová kyvná vidlice, kde byla určena závislost úhlu natočení pružiny na reakční síle od pružiny na ternární člen. Pro mechanickou analýzu zvolíme sílu působící na zadní kolo podle vztahu (1).

$$F_k = m_r * g * \frac{m_z}{m} \quad (1)$$

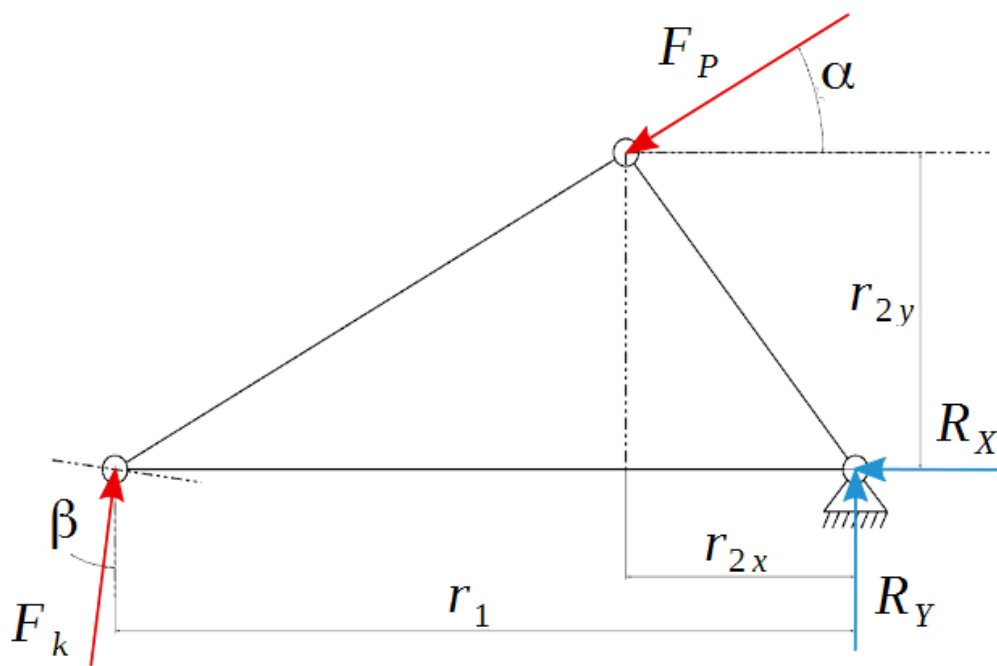
$m_r$  – hmotnost motocyklu s řidičem

$g$  – gravitační zrychlení.

$m_z/m$  – rozložení celkové hmotnosti motocyklu na zadním kole

Výsledkem je zátěžová síla  $F_k$  působící na zadní kolo o síle 1618 N.

Podle následujícího schématu byl určen výsledný vzorec pro reakční sílu od pružiny. Z momentové podmínky k bodu uložení kyvné vidlice byl odvozen vzorec pro závislost úhlu natočení pružiny na reakční síle od pružiny.

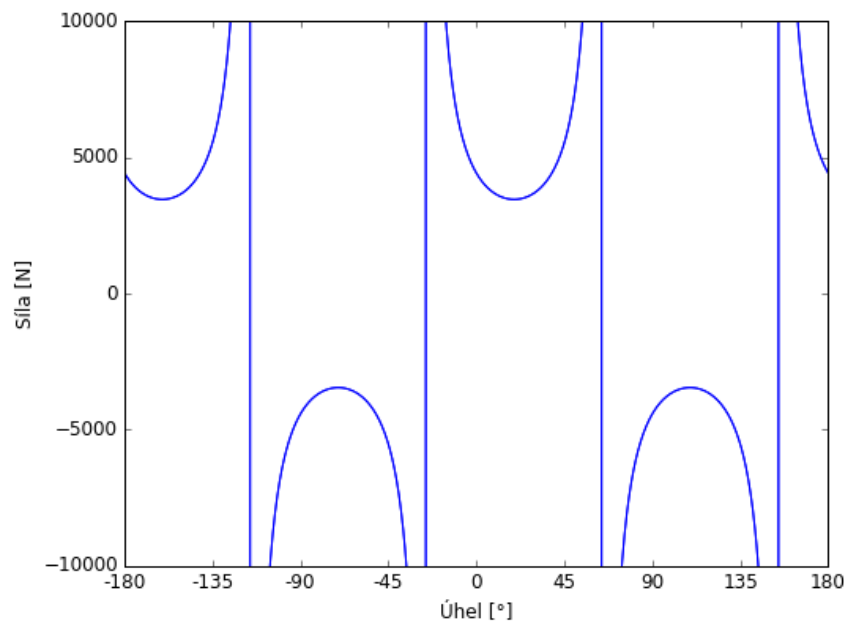


Obrázek 19: Grafické schéma analytického řešení

$$F_p(\alpha) = \frac{F_k * \cos(\beta) * r_1}{\sin(\alpha) * r_{2x} + \cos(\alpha) * r_{2y}} \quad (2)$$

- $F_p$  – reakční síla od pružící jednotky  
 $F_k$  – zátěžová síla působící na osu zadního kola  
 $\alpha$  – úhel natočení pružící-tlumící jednotky  
 $\beta$  – úhel natočení kyvné vidlice okolo osy v rámu  
 $r_1, r_{2x}, r_{2y}$  – geometrické parametry ternárního členu

Byl vyhodnocen grafický průběh funkce  $F_p(\alpha)$  v rozsahu 360° okolo čepu uchycení pružící jednotky. Z tohoto obecného grafu je zřejmé nebezpečí špatného natočení pružící jednotky, kdy může dojít k teoreticky nekonečným reakčním silám. Toto grafické znázornění odpovídá čtyřem konstrukčním řešením uchycení pružící-tlumící jednotky k rámu, přičemž opravdu realizovatelná řešení jsou na intervalu od -30° do 150°. Kladné hodnoty zatížení určují reakce od tlačné pružiny a záporné hodnoty od tažné pružiny.



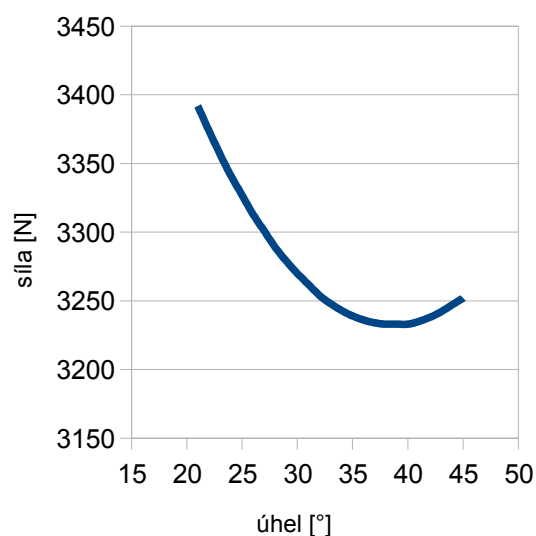
Obrázek 20: Grafický průběh funkce v rozsahu 360°

Dle požadované konstrukce byla aproximována polynommická funkce 2. stupně v intervalu od 20° do 45° pro jednodušší nalezení minima v daném intervalu. Obr. 21.

$$F_a(\alpha) = 0,5126533 x^2 - 39,586656 x + 3996,3022 \quad (3)$$

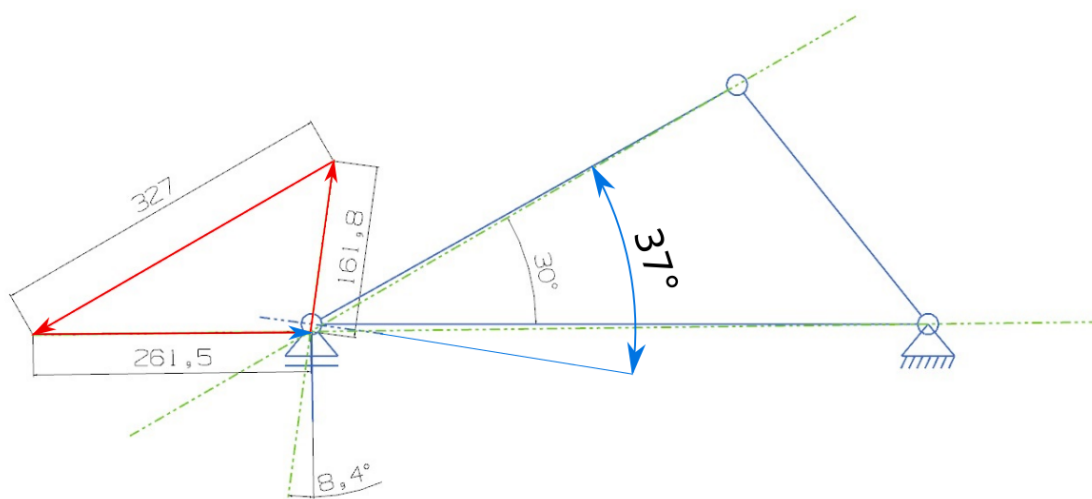
Z následující derivace této funkce bylo vyhodnocen minimální zatížení 3232,1 N pod úhlem 38,6°. Předpokládáme však malou změnu natočení tlumiče při zatížení řidičem a pro statickou polohu byl určen úhel natočení  $\alpha = 37^\circ$  při reakční síle **3233,4 N**. Při změně úhlu do úhlu 38,6° bude platit velice mírná progresivní tuhostní charakteristika pružiny.

$$2 \cdot 0,5126533 x - 39,586656 = 0 \rightarrow x = 38,6^\circ \quad (4)$$



Obrázek 21: Grafické znázornění aproximované funkce

Mechanické analytické řešení bylo potvrzeno grafickým řešením. Při změně parametrů a úhlu natočení lze použít tyto analytické a grafické vztahy pro řešení konvenční dvouramenné kyvné vidlice, která je také ternárním členem. [3]



Obrázek 22: Grafické řešení zatížení ternárního členu

Dále byla vybrána provizorní tlumící-pružící jednotka z motocyklu YAMAHA FZ1 s pružinou o lineární tuhosti 103N/mm. Z čehož plyne, že při zatížení hmotností motorky a řidiče

klesne pružina přibližně o 32 mm. Bude dost pravděpodobná výměna pružiny za tužší přibližně o hodnotě 150 N/mm, aby pokles pružiny byl okolo 20 mm jako u továrních motocyklů.

#### 4.4. Stanovení okrajových podmínek pro MKP analýzu

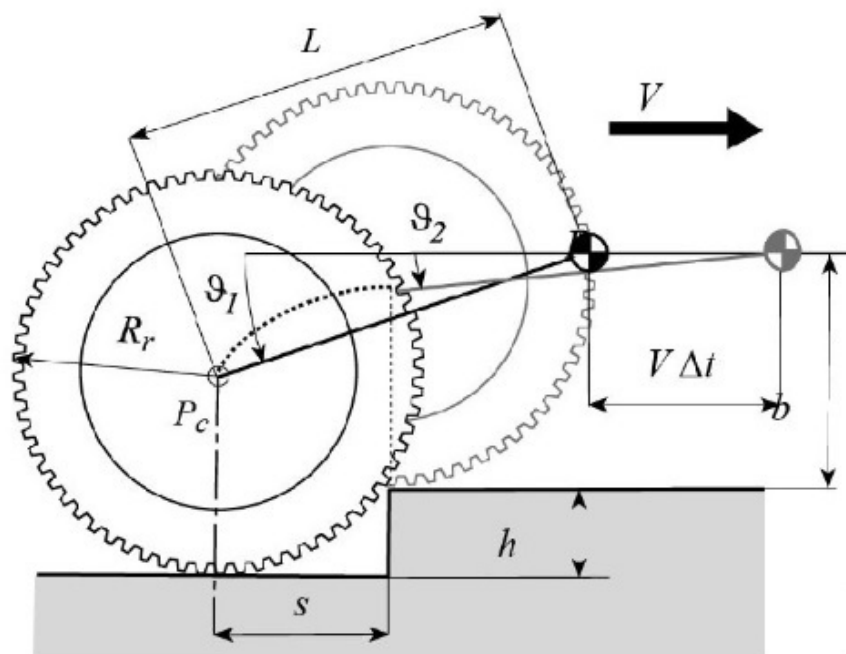
Pro získání dynamických sil byl uvažován přejezd překážky o výšce 30 mm při konstantní rychlosti 100 km/h a při poloměru zadního kola 270 mm.

Pro původní výpočet dynamických účinků bylo uvažováno prosté kinematické řešení, kdy bylo hledáno zrychlení zdvihu osy kola ve vertikálním směru o 30 mm při zachování horizontální konstantní rychlosti, deformace pneumatiky a pružiny byla zanedbána.

Vztah pro zrychlení byl určen ze vztahu pro dráhu kola pomocí zlatých rovnic kinematiky.

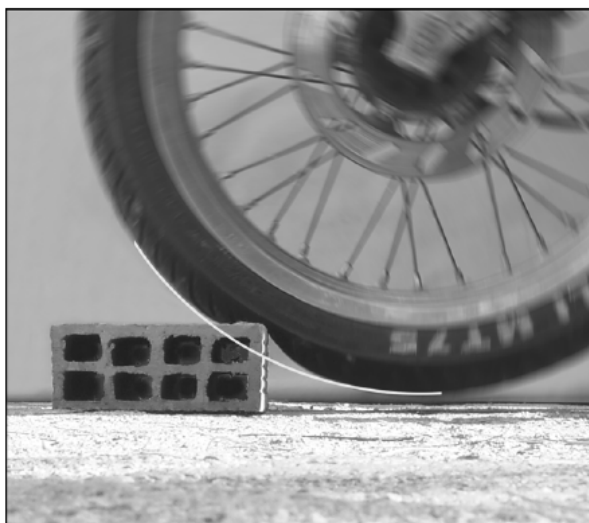
$$\ddot{y} = v^2 * \frac{R^2}{(R-h)^3} \quad (5)$$

- v – horizontální konstantní rychlost
- R – rádius zadního kola od středu osy k pneumatice
- h – výška překážky



Obrázek 23: Schéma kinematického řešení [1]

V tomto případě vyšlo zrychlení  $1926,8 \text{ ms}^{-2}$ , což je rovno hodnotě 196 g a to je téměř dvou seti násobek gravitačního zrychlení. Toto zrychlení je v realitě mnohem menší, protože zrychlení a rázovou sílu převážně absorbuje deformace pneumatiky. [1]



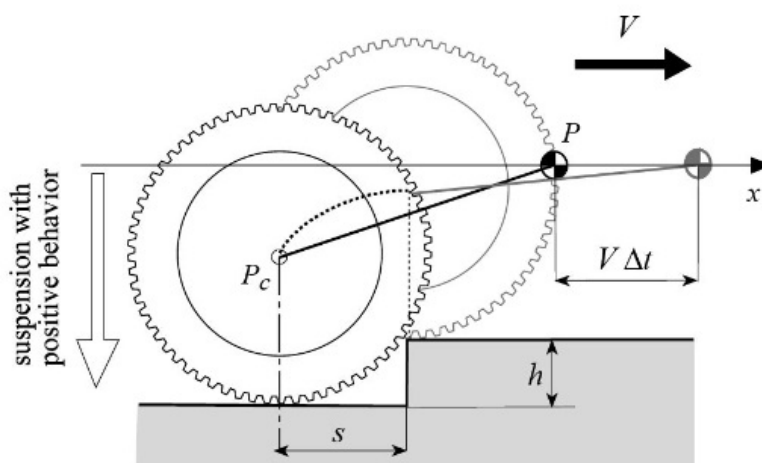
Obrázek 24: Reálný případ přejezdu přes překážku [2]

Tímto způsobem nelze uvažovat dynamickou sílu působící na kolo při přejezdu překážky. Proto byl dán předpoklad přejezdu přes překážku při zachování výšky osy zadní vidlice za stálého pohybu vpřed. Dynamická síla byla určena ze stlačení pružiny a tlumiče, jež mají hodnoty tuhosti  $k=103 \text{ N/mm}$  a tlumení o hodnotě  $c=365 \text{ Ns/mm}$ . Obr. 23.

#### 4.4.1 Nastavení úhlu natočení zadní vidlice

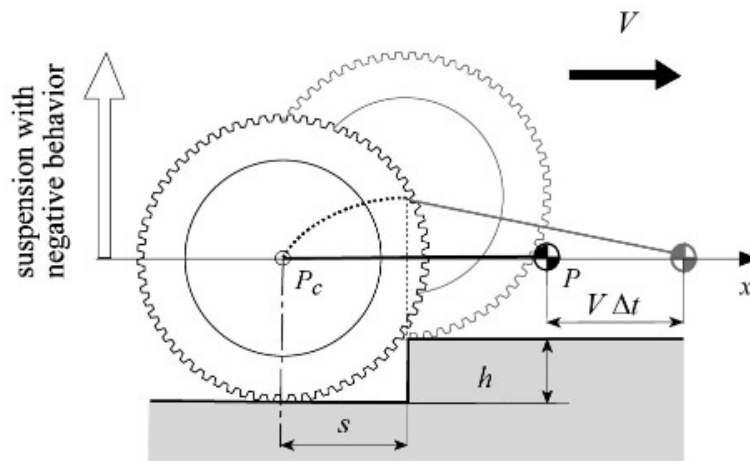
Čas přejezdu přes překážku závisí na rychlosti motocyklu a geometrii zadního odpružení. Jako geometrii uvažujeme poloměr zadního kola, délku kyvné vidlice a její natočení o úhel  $\beta$ . Poloměr zadního kola a geometrie kyvné vidlice již nelze ovlivnit a proto bylo nutné zvolit správný úhel natočení zadní vidlice  $\beta$ .

Pro stanovení úhlu  $\beta$  platí dva obecné rozsahy. Jako pozitivní rozsah je úhel natočení  $\beta$  tak aby před i po překážce bylo natočení zadní vidlice stále pod nebo maximálně na úrovni osy  $x$ .



Obrázek 25: Pozitivní rozsah natočení zadní vidlice [1]

Negativní úhel natočení je brán v počátku na nebo nad úrovní osy x a jeho natočení stoupá nad osu x.



Obrázek 26: Negativní rozsah natočení zadní vidlice [1]

Při pozitivním natočení úhlu  $\beta$  je vždy delší dráha zdvihu kyvné vidlice, tudíž i čas, za který překoná zadní kolo překážku je delší a je tedy menší zrychlení než u negativního rozsahu natočení.

Kvůli změně originální přední vidlice za kratší byl již dříve určen pozitivní úhel natočení zadní vidlice o hodnotě  $\beta = 7,7^\circ$ . Aby se zachoval úhel předkopnutí přední vidlice a jízdní vlastnosti. Maximální hodnota zdvihu osy zadního kola v pozitivním rozsahu byla **78 mm**, což je pro silniční motorku dostatečné.

#### 4.4.2 Určení zatížení pro MKP analýzu

Pro získání dynamických sil ze stlačení pružící-tlumící jednotky byly vyhodnoceny tyto goniometrické vztahy pro změnu délky pružící-tlumící jednotky. Kdy je uvažována změna otočení zadní kyvné vidlice okolo pevného bodu osy uložení zadní vidlice k rámu motocyklu.

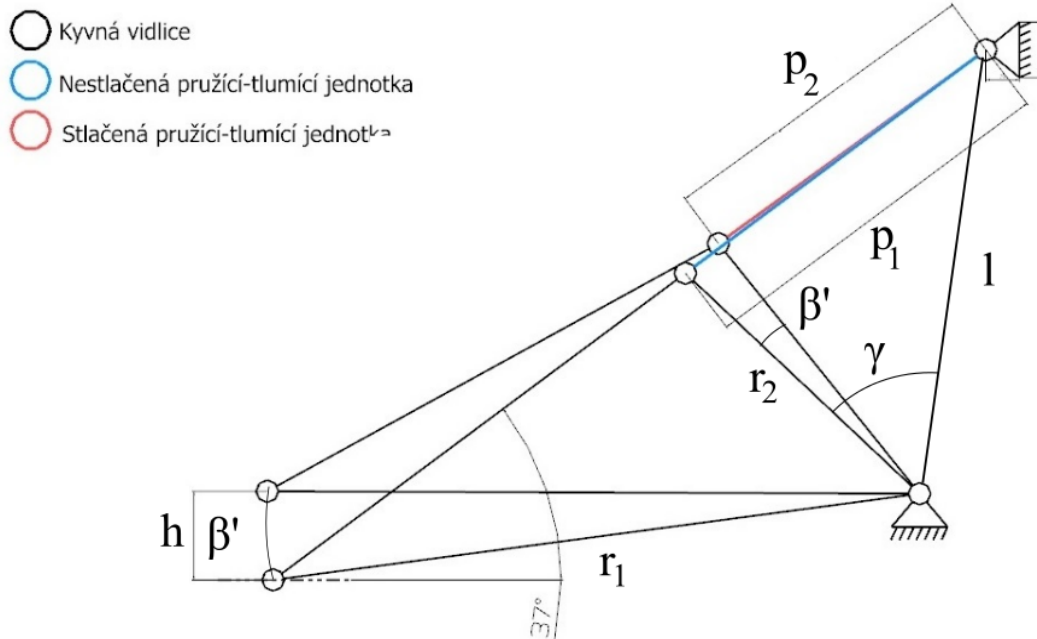
$$\beta' = \beta - \arcsin\left(\frac{r_1 * \sin \beta - h}{r_1}\right) \quad (6)$$

$$p_2 = \sqrt{r_2^2 + l^2 - 2 * r_2 * l * \cos(\gamma - \beta')} \quad (7)$$

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (8)$$

- $\Delta p$  – stlačení pružící tlumící jednotky
- $p_1$  – délka nestlačené pružící-tlumící jednotky
- $p_2$  – délka stlačené pružící-tlumící jednotky
- $h$  – výška překážky
- $l$  – délka mezi osou zadní vidlice a místem uchycení pružící tlumící jednotky na rámu
- $r_1, r_2$  – ramena konzolové zadní vidlice

- $\beta$  – úhel natočení kyvné vidlice okolo její osy k rámu
- $\beta'$  – úhel natočení kyvné vidlice při stlačené pružící-tlumící jednotce
- $\gamma$  – úhel mezi ramenem mezi ramenem zadní vidlice  $r_1$  a délkou  $l$



Obrázek 27: Schéma stlačení pružící tlumící jednotky

Z těchto vztahů bylo vyhodnoceno stlačení pružiny o 14,8 mm. Z tohoto stlačení pružící a tlumící jednotky byla určena reakční síla od pružiny  $F_p$  o hodnotě **1524 N**.

$$F_p = \Delta p * k \quad (9)$$

Pro reakční sílu od tlumiče bylo nutné vyjádřit z vertikální rychlosti zdvihu kola  $\dot{y}$  a z ní vyjádřit rychlost  $v_t$  na kratším rameni na němž leží tlumič. Vertikální rychlost bylo nutné nejdříve promítnout na kolmici ramena  $r_1$  a poté pomocí získané úhlové rychlosti byla vyjádřena díky poměru ramenu  $r_1$  a  $r_2$  rychlost  $v_{r2}$ . Tuto rychlost bylo ještě nutné z kolmice na druhé rameno promítnout do osy tlumící jednotky.

$$\dot{y} = v * \sqrt{\left(\frac{R}{R-h}\right)^2 - 1} \quad (10)$$

$$v_{r1} = \dot{y} * \cos(\beta') \quad (11)$$

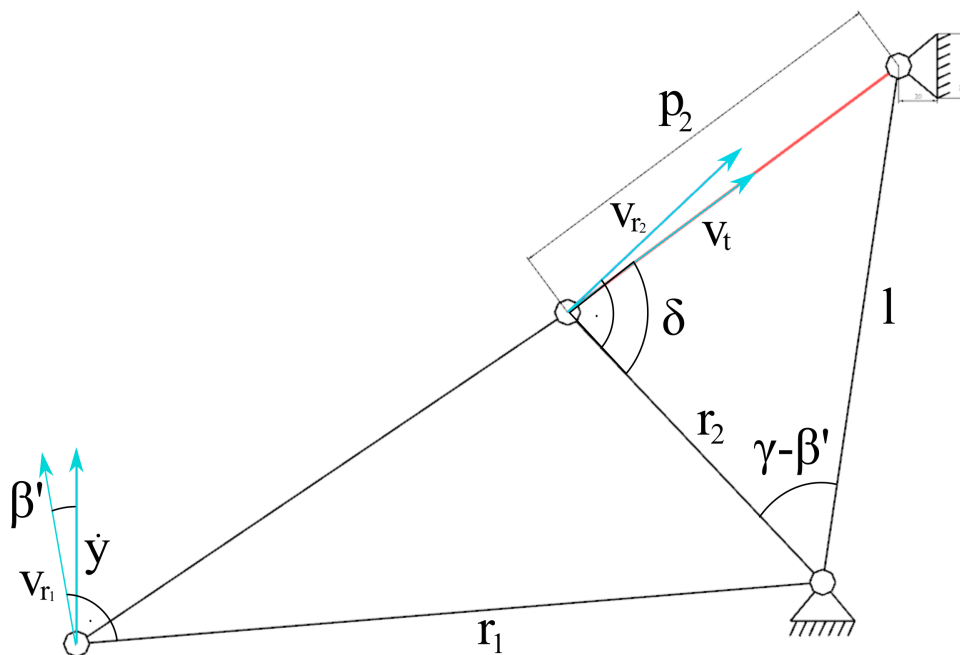
$$v_{r2} = \frac{v_{r1} * r_1}{r_2} \quad (12)$$

$$\delta = \arcsin\left[\frac{l \cdot \sin(\gamma - \beta')}{p_2}\right] \quad (13)$$

$$v_t = v_{r_2} \cdot \sin(\delta) \quad (14)$$

$$F_t = c \cdot v_t \quad (15)$$

- $v_t$  – rychlost stlačení tlumiče
- $\dot{y}$  – rychlost zdvihu kola ve vertikálním směru
- $v_{r_1}$  – rychlost na rameni  $r_1$
- $v_{r_2}$  – rychlost na rameni  $r_2$
- $\delta$  – úhel natočení od ramena  $r_2$
- $\beta'$  – úhel natočení kyvné vidlice při stlačení pružící-tlumící jednotce



Obrázek 28: Schéma rozložení rychlostí

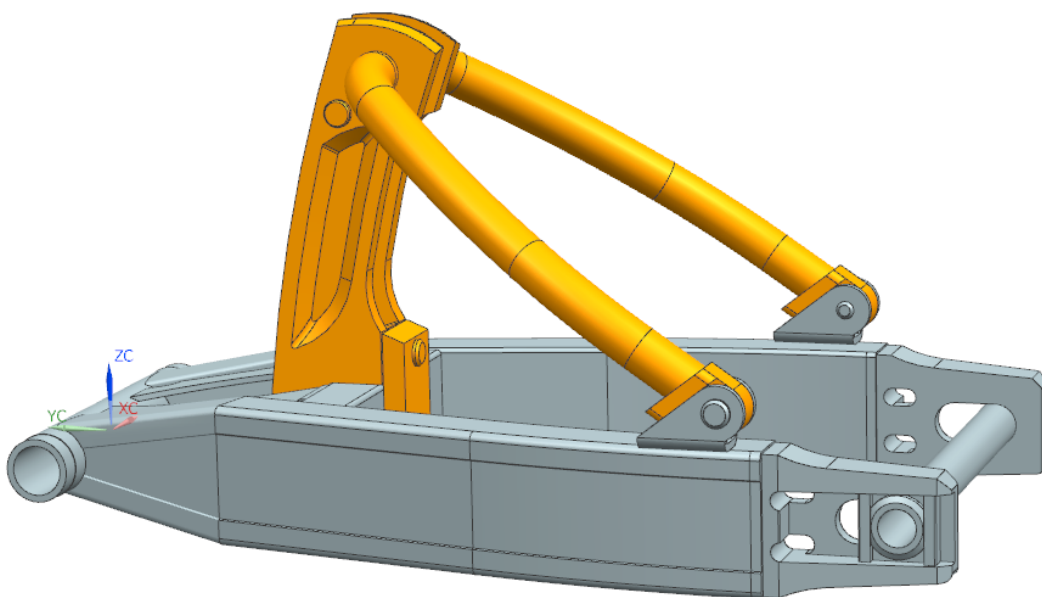
Byla vypočtena reakční síla od tlumiče při maximální rychlosti o hodnotě **10454 N**. Celková dynamická síla činí tedy **11978 N**. K dynamické síle přičteme ještě sílu ze statického řešení pro výběr optimálního úhlu, která činí **3234 N**. Tímto byla tedy určena zátěžová síla na čep tlumící-pružící jednotky pro MKP analýzu o hodnotě **15212 N**. Ze vztahu (2). byla vyjádřena zátěžová síla na osu zadního kola o hodnotě **7513 N**.



## 4.5 MKP analýza kyvné vidlice

### 4.5.1 Zadání MKP analýzy

Cílem této MKP analýzy je zjistit velikost namáhání a deformaci konzole, jež je pevně připevněná ke kyvné vidlici. Čep zadního kola na kyvné vidlici je namáhán silou nárazovou při překonávání překážky o výšce 30 mm v rychlosti 100 km/h a od vlastní tíhy motocyklu a jezdce. Materiál konstrukce je hliníková slitina Al-6061 T6 a čepy jsou z konstrukční oceli ČSN 11 373.



Obrázek 29: Původní počítaný model - oranžovou barvou je vyznačena konzole

### 4.5.2 Průběh MKP analýzy

Prvotní model byl dosti komplikovaný. K jeho idealizaci do výpočtového modelu byla odstraněna téměř všechna sražení, zaoblení a nepodstatné designové prvky. Jedná se o symetricky zatíženou úlohu s jednou rovinnou symetrie, proto byla řešena jen polovina kyvné vidlice. Poté byl model nasíťován s hlavní podmínkou dvou prvků na šířku, neboť se v modelu vyskytuje dosti tenkostěnných dílů o minimální tloušťce stěny 3 mm.

U tohoto dílu bylo předpokládáno zatížení na vnější válcovou plochu čepu tlumící-pružící jednotky způsobené tíhovou silou motocyklu s řidičem a reakčními silami vycházející stlačením pružiny a tlumiče. Tato síla činí díky řešení jedné poloviny jen poloviční hodnotu zatížení **15212 N**. Reakce působí na vnitřní válcovou plochu uložení a vnější válcovou plochu čepu zadního kola. Ve všech plochách, které byly vytvořeny symetrizací byl odebrán stupeň volnosti v kolmém směru  $x$ . Pro danou sílu, která působí na kyvnou vidlici byla užitá tři možné řešení, která jsou ze statického hlediska ekvivalentní. Podle daných výsledků z tří různých variant byla vybrána optimální varianta řešení a podle ní byl řešen finální výpočtový model s konstrukčními úpravami v kritických místech maximálních napětí.

#### 4.5.3 Varianty řešení

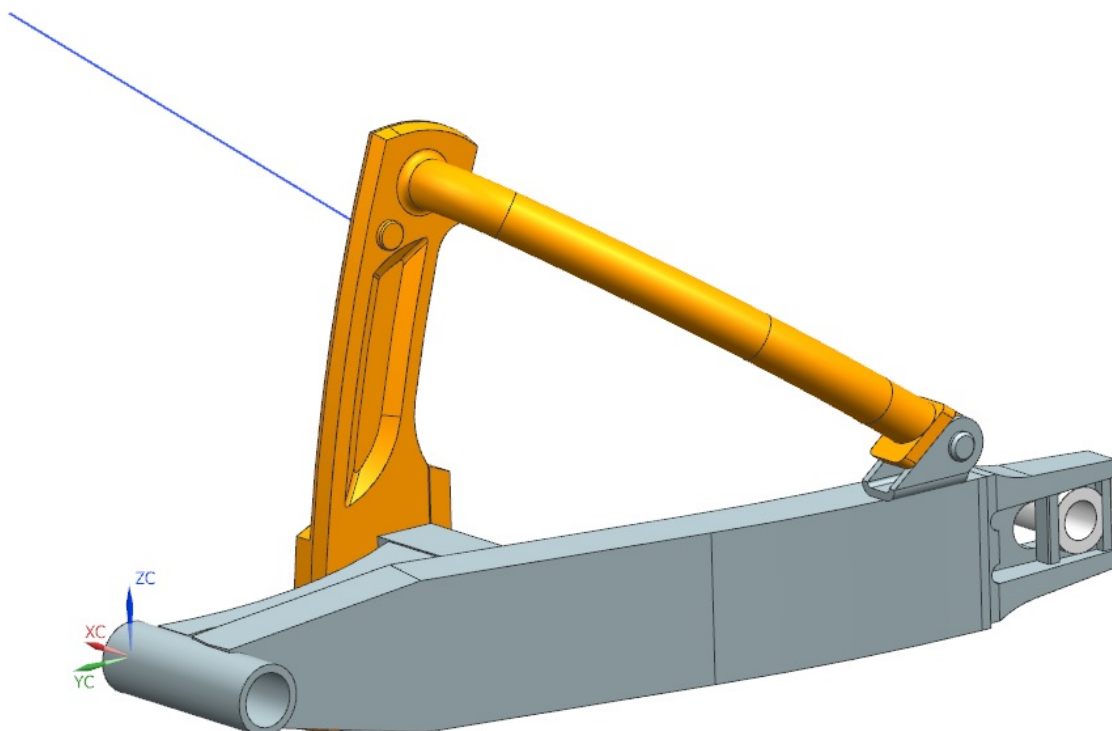
**Varianta A** – Cylindrické zatížení v ose Z na vnější válcovou plochu čepu zadního kola, cylindrické odebrání stupňů volnosti ve vnitřní válcové ploše uložení kyvné vidlice a ve vnější válcové ploše čepu tlumiče.

**Varianta B** – Cylindrické zatížení na vnější válcovou plochu čepu tlumiče, cylindrické odebrání stupňů volnosti na vnitřní válcové ploše uložení a ve vnější válcové ploše čepu tlumiče.

**Varianta C** – Cylindrické zatížení na vnější válcovou plochu čepu tlumiče a zadního kola, cylindrické odebrání stupňů volnosti na vnitřní válcové ploše. V tomto případě byla nastavena podmínka mechanismu.

Ve všech třech řešeních byl použit stejný FEM model a iterativní metoda řešení.

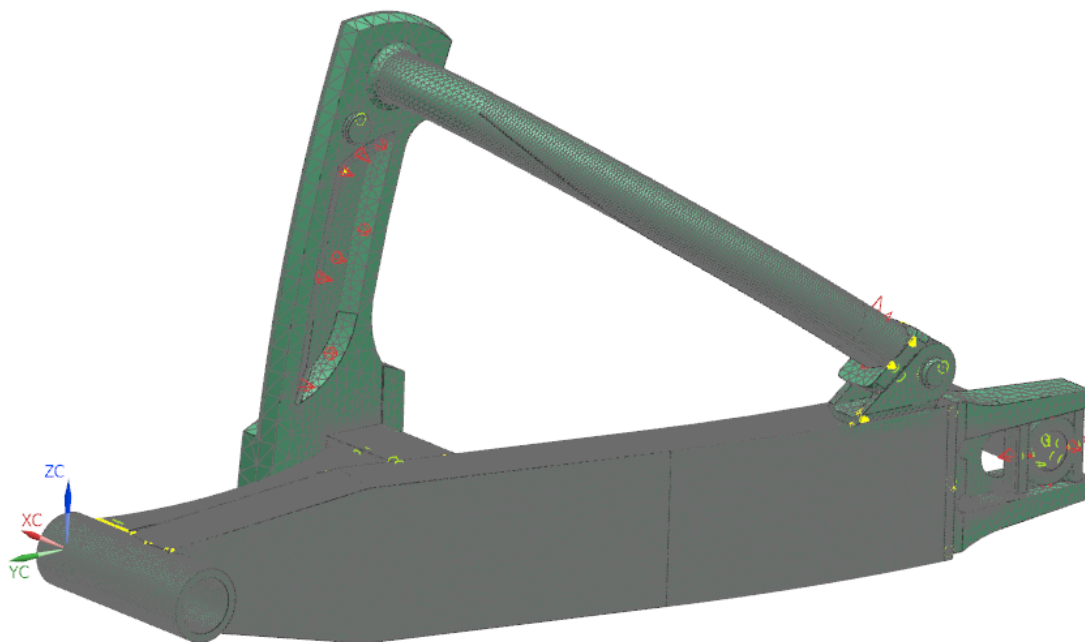
#### 4.5.4 Idealizovaný model



Obrázek 30: Výpočtový model s 1D prvkem RBE2 jako náhrada tlumiče pro některé varianty řešení

#### 4.5.5 FEM model




Daný model byl nasíťován 3D tetraedry. Hlavní podmínkou podmínkou bylo aby na šířku byly dva elementy. Většina dílů měla šířku stěny 4 mm proto byla na tyto díly použita 2mm velikost elementů. Velikosti elementů ostatních objemových součástí byla určena funkcí automatické velikost elementů. FEM model byl složen z 64065 elementů. V modelu se vyskytlo 1139 upozornění což je okolo 1,7 % nevhodných elementů z celkového počtu elementů.

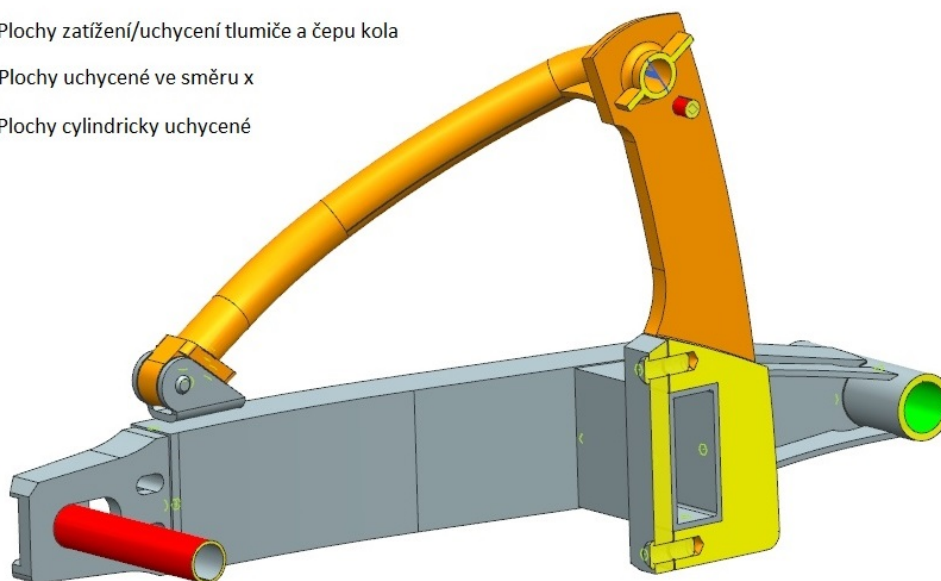


Obrázek 31: FEM - nasíťovaný model

#### 4.5.6 Odebrání stupňů volnosti a volba zatížení

Pro všechny tři varianty platí odebrání stupně volnosti na plochách vytvořených symetrizací modelu v ose x (žluté plochy) a odebrání radiálního posunu (osy Y,Z) na vnitřní ploše předního uložení kyvné vidlice (zelená plocha). Čepy zadního kola a tlumiče byly podle dané varianty, buď zatěžovány nebo uchyceny.

-  Plochy zatížení/uchycení tlumiče a čepu kola
-  Plochy uchycené ve směru x
-  Plochy cylindricky uchycené



Obrázek 32: Plochy uchycení nebo zatížení

#### 4.5.7 Porovnání prvotních výsledků daných variant

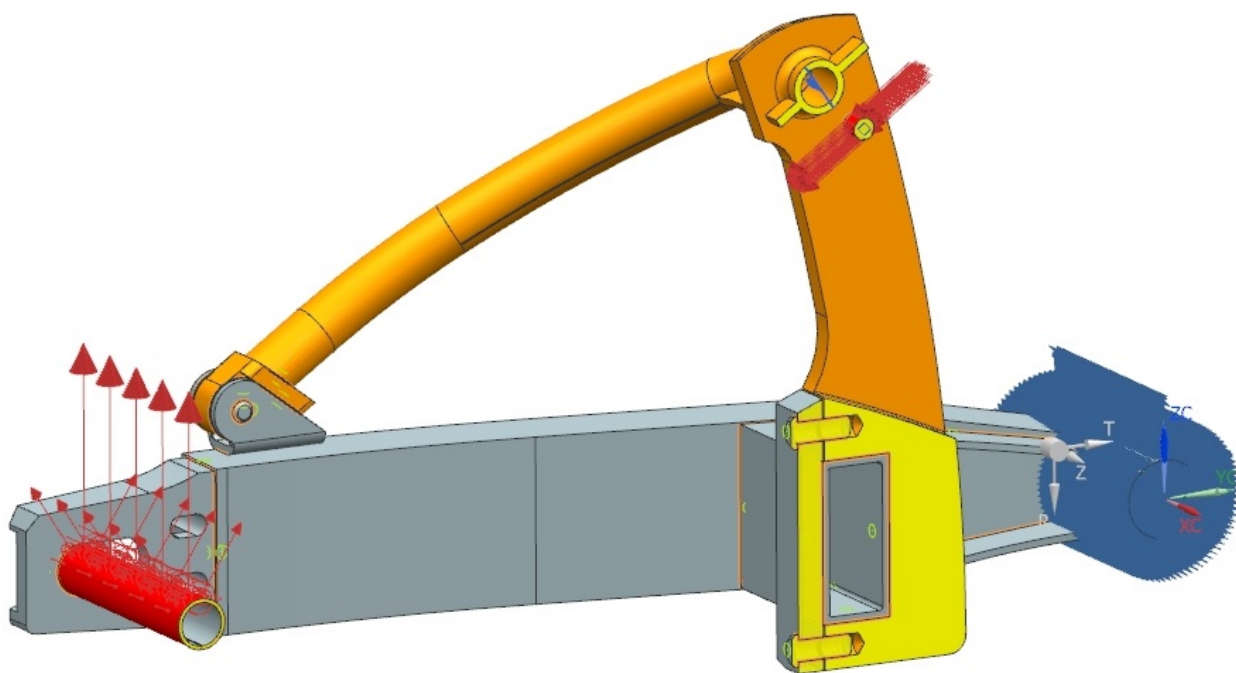
Hodnocení variant proběhlo podle výsledných deformací, redukovaného napětí a výsledných reakcí.

Maximální deformace u variant A a C vyšly shodné. U varianty B bylo vyhodnocena nižší maximální deformace z důvodů uvažování uložení zadního čepu v prostoru kola. Deformace konzoly vyšla u všech variant stejně bez ohledu na deformaci čepu zadního kola.

Maximální redukované napětí ve variantě A vykazovala špičku napětí díky uchycení k 1D prvku na plochu, nemohlo se tedy jednat o validní výsledek. Všechny varianty vyšly v téměř shodných hodnotách.

U všech variant byly vyhodnoceny reakce na správných plochách s odebranými stupni volnosti. Hodnotou reakce ve variantě A byla potvrzena platnost analytického vztahu (2) a grafického řešení pro výpočet reakční síly od tlumící pružící jednotky.

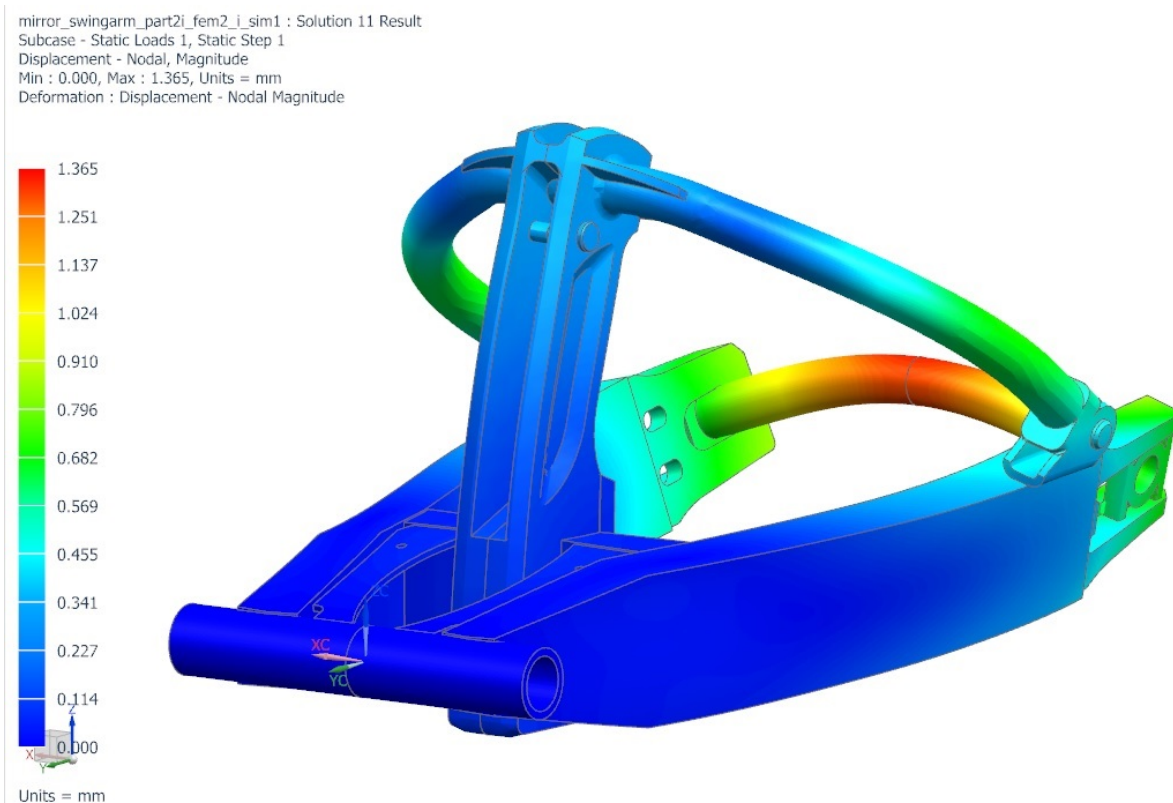
**Varianta C** byla vyhodnocena jako nejdůvěryhodnější, protože na rozdíl od varianty A nevykazuje špičku napětí a na rozdíl od Varianty B byly správně odebrány stupně volnosti. Varianta C je kombinací varianty A a B, přičemž všechny 3 varianty byly vyhodnoceny kromě špiček napětí velice podobně a navzájem se jen potvrzují.



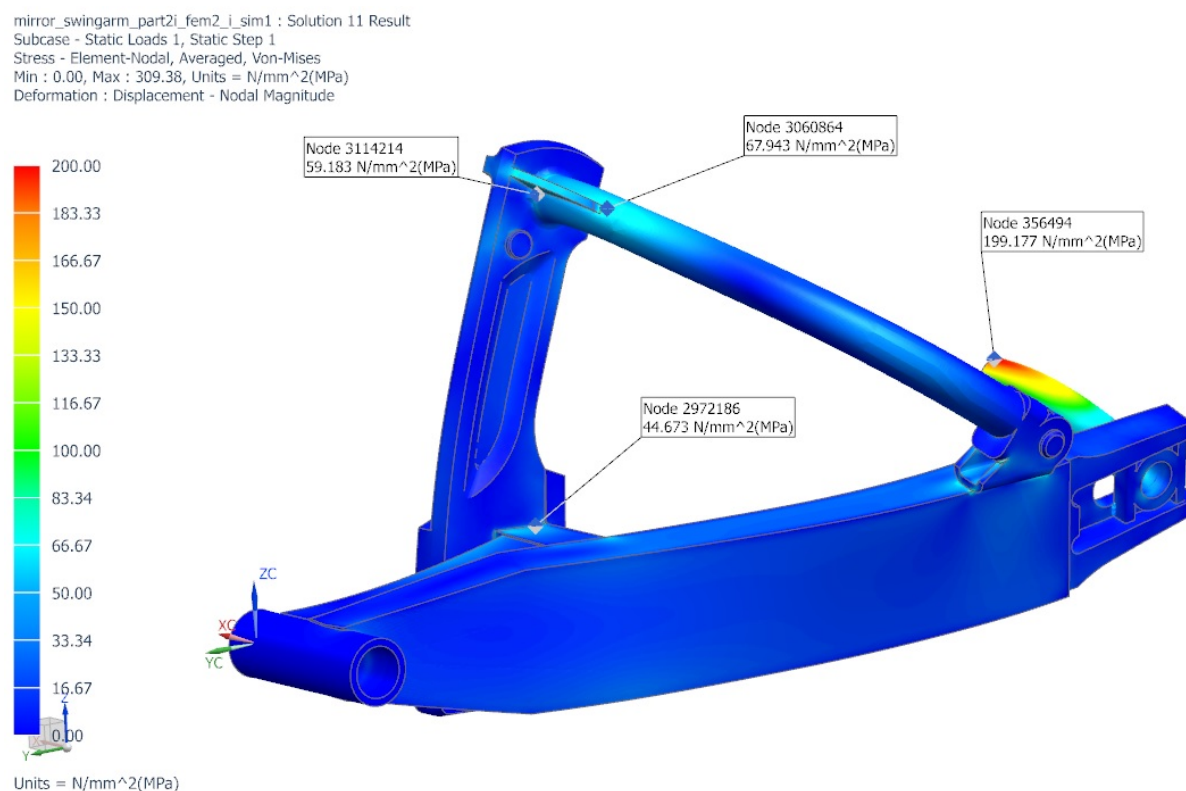
Obrázek 33: Stanovené okrajové podmínky pro vítěznou variantu C

#### 4.5.8 Finální výsledky MKP pro variantu C

Po prvotních výpočtech byla jako kritická místa určena okolo spoje ohnuté trubky a sloupku konzole, kam byla přidána žebra pro rovnoměrné rozložení. Tento pozměněný výpočtový model byl použit pro řešení variantou C.

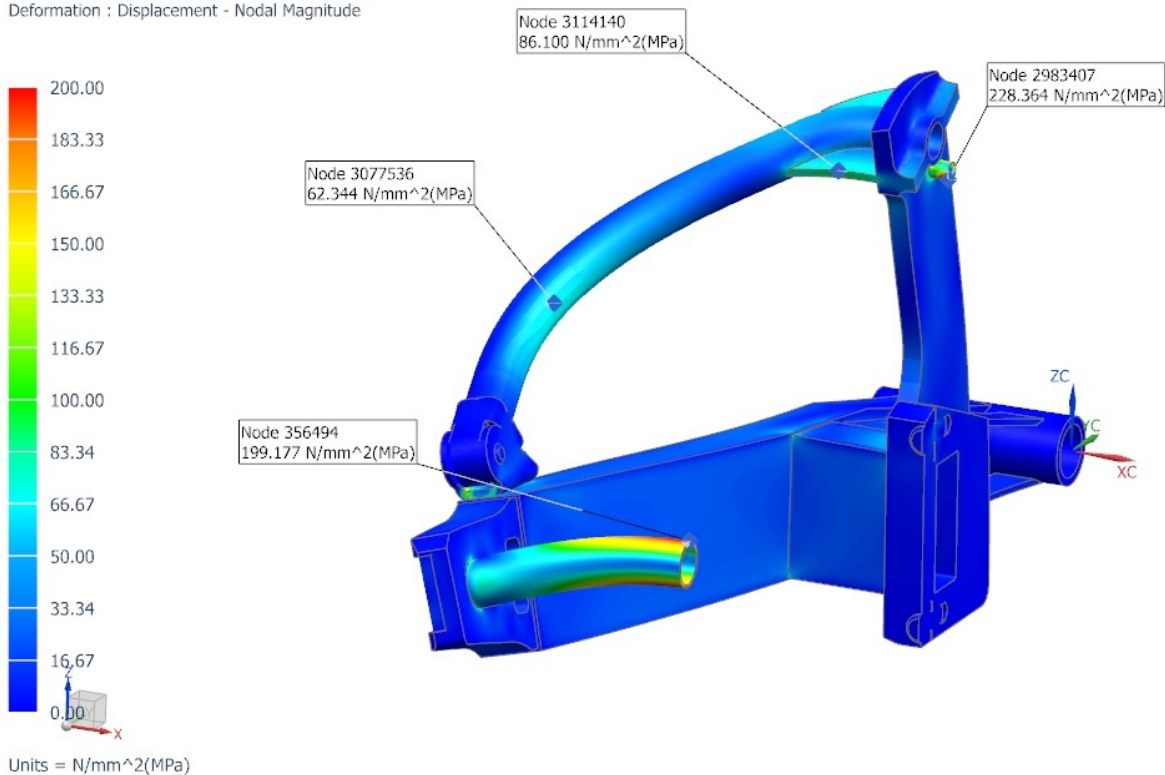


Obrázek 34: Maximální deformace



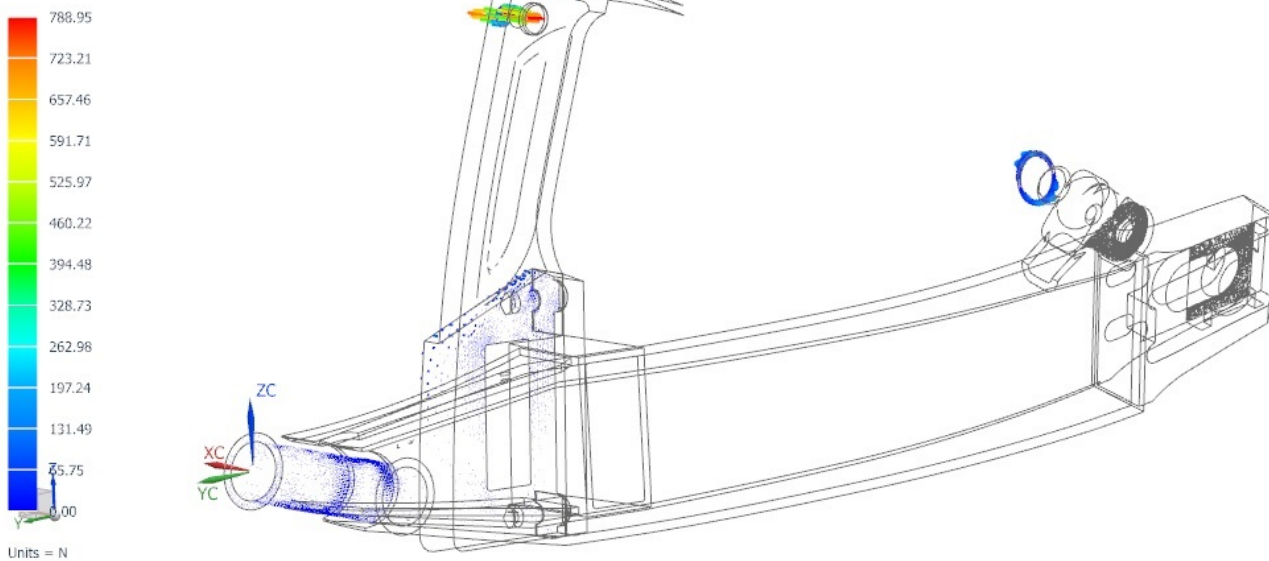
Obrázek 35: Napětí 1

mirror\_swingarm\_part2i\_fem2\_i\_sim1 : Solution 11 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises  
Min : 0.00, Max : 309.38, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 36: Napětí 2

mirror\_swingarm\_part2i\_fem2\_i\_sim1 : Solution 11 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Reaction Force - Nodal, Magnitude  
Min : 0.00, Max : 788.95, Units = N  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 37: Reakce

Zobrazená napětí byla snížena na maximální hodnotu 200 MPa, neboť vyšlo pár vysokých špiček napětí, které byly vyhodnoceny jako neplatné na základě ostrých hran ve výpočtovém modelu.

#### 4.5.9 Shrnutí výsledků z MKP analýzy

Z prvních výsledků bylo vyhodnoceno, maximální napětí 172 MPa a to znamená, že stupeň bezpečnosti při hodnotě dovoleného napětí  $\sigma_d = 310$  vyšel  $k_d = 1,8$ . Tento výsledek byl neuspokojivý a proto byl poupraven model tak, že v místech největšího napětí byla přidána žebra. Maximální napětí na konzole se snížilo na 86,1 MPa a tedy stupeň bezpečnosti se zvýšil na  $k_d = 3,6$ .

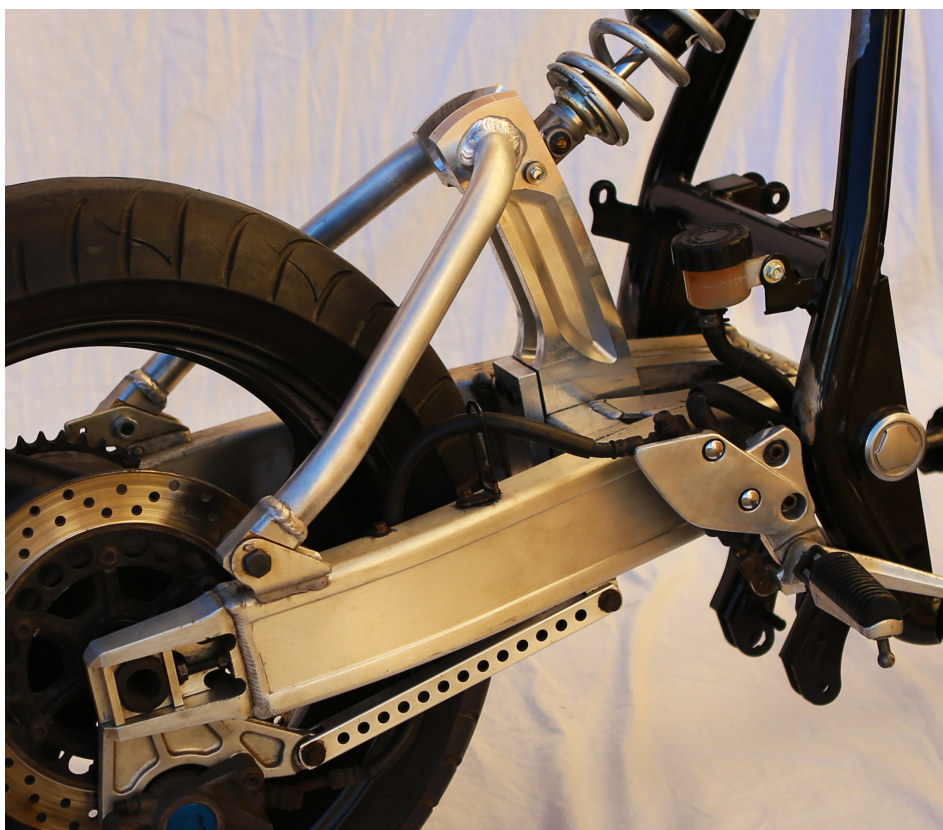
Maximální deformace nastaly na čepu zadního kola, který bude vložen do náboje zadního kola a deformace se zpevněním uložením v zadním kole stejně zmenší. Zatímco deformace na trubce konzole ve všech případech vychází maximálně 0,8 mm.

	Varianta A	Varianta B	Varianta C	Finální řešení
Maximální napětí [MPa]	165,492	170,866	171,866	86,1
Maximální deformace [mm]	1,454	0,965	1,471	1,365
Maximální deformace X [mm]	0,194	0,121	0,198	0,193
Maximální deformace Y [mm]	0,183	0,034	0,188	0,131
Maximální deformace Z [mm]	1,454	0,964	1,471	1,365
Velikost maximální reakce [N]	7539	792	801	789

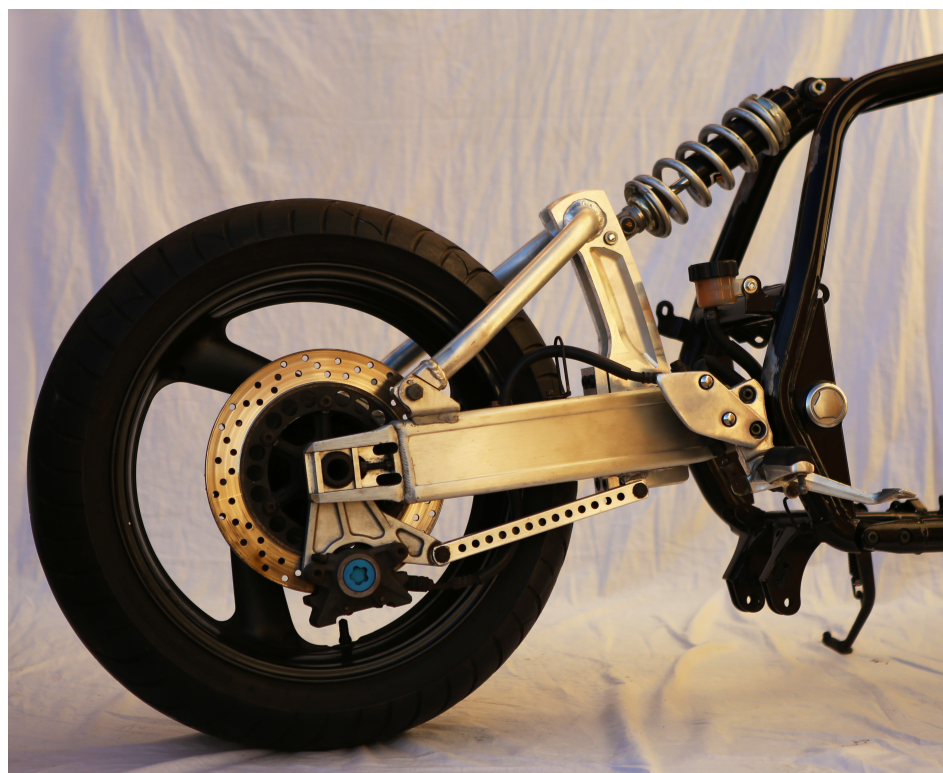
Tabulka 2: Vypočtené hodnoty

#### 4.6 Realizace

Výroba součástí konzoly proběhla v rámci dvou týdnů. Sloupek konzoly byl vyroben na pětiosém obráběcím centru značky MAS pomocí CAM programu. Hliníková trubka o síle 4 mm byla naohýbána ve firmě UNIT PLUS. Polotovary pro úchyty, které jsou zasunuty do trubky, byl vysoustružen a poté vyfrézován na klasické frézce. Největší problém nastal při svařování, kdy pověřená firma nesplnila domluvený termín a dané svary nejsou požadované kvality.



Obrázek 38: Vyrobená konzolová kyvná vidlice v rámu



Obrázek 39: Mechanismus odpružení zadního kola



## 5 Závěr

Tato práce se především zabývala konstrukcí kyvné vidlice a mimo jiné řešila návrh parametrů pro ideální pružící-tlumící jednotku.

Nejdříve byly navrženy tři možné konstrukce kyvné vidlice v CAD programu Siemens NX a z nich byla vybrána ta nejvhodnější podle daných kritérií.

Vítězná varianta 3 – Konzolová kyvná vidlice byla podrobena mechanické analýze a byl nejdříve vyhodnocen ideální úhel natočení  $\alpha = 37^\circ$ . Dále jsme pomocí mechanické analýzy zjistili dynamické síly působící od pružící-tlumící jednotky na kyvnou vidlici při přejezdu přes překážku o výšce 30 mm za rychlosti 100 km/h. Výsledná dynamická síla byla **15212 N**. Tyto hodnoty byly použity pro následující MKP analýzu.

Konstrukce konzolové kyvné vidlice byla analyzována s metodou MKP při opravdu extrémním zatížení. V průběhu MKP analýzy byla daná konstrukce navíc upravena pro lepší rozložení napětí a proto výsledné napětí **86,1 MPa** s výslednou bezpečností **3,6** bylo vyhovující pokud-li uvažujeme, že díl bude navíc i cyklicky namáhán. Možné deformace okolo **0,8 mm** jsou zanedbatelné.

Výsledkem práce je zadní podvozek připraven k montáži na motocykl pro následné testování, z něhož vyplyne případná změna nastavení zadního podvozku dle požadavků jezdce, což může být individuální.

## 6 Citace

[1] COSSALTER, Vittore. Motorcycle dynamics. 2nd English ed. [S.l.: Lulu], 2006. ISBN 978 1430308614.

[2] FOALE, Tony. Motorcycle handling and chassis design: the art and science. Sec. ed. Spain: Tony Foale, 2006. ISBN 84-933-2863-4.

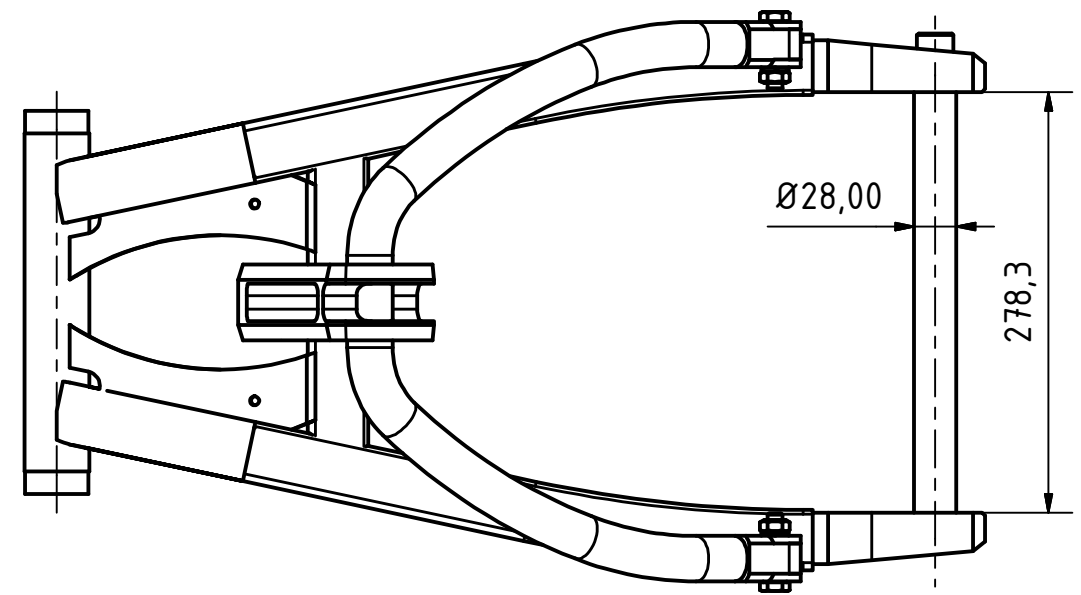
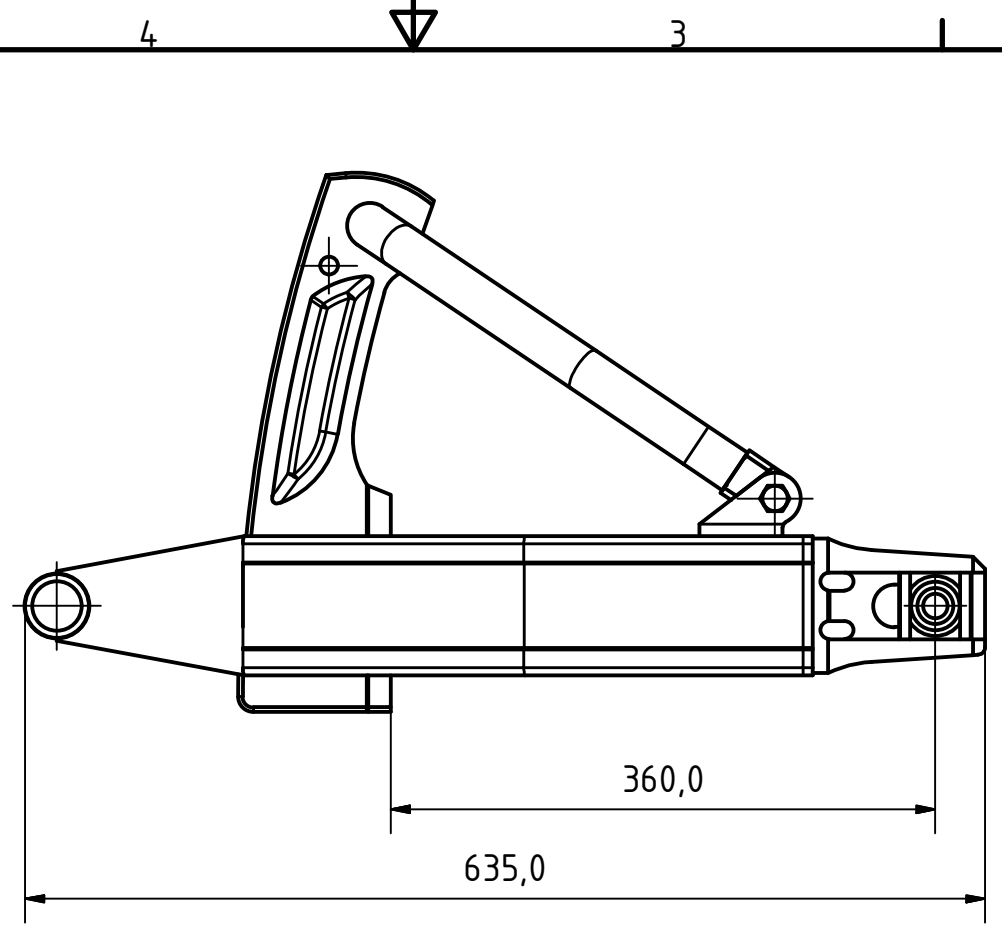
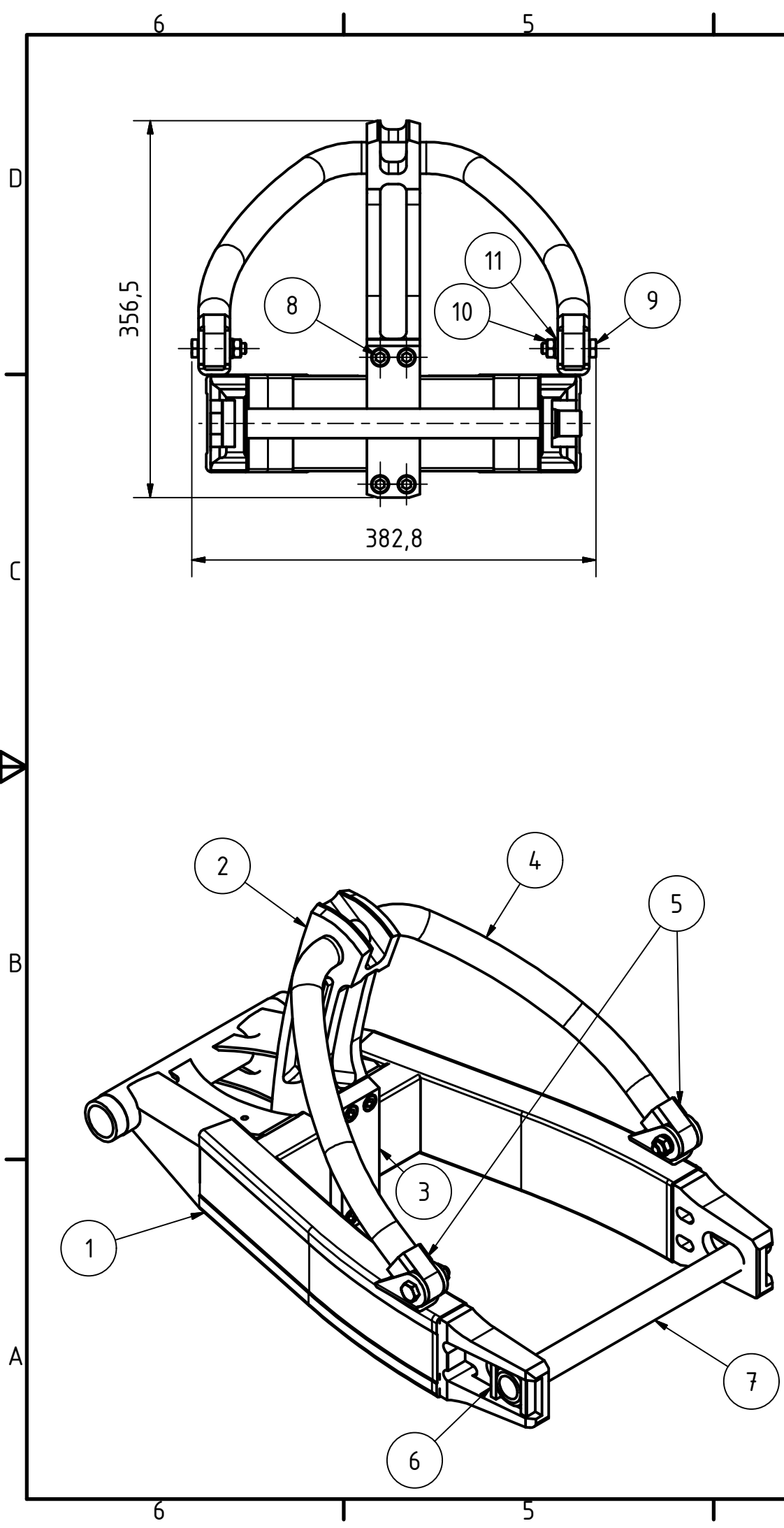
[3] HLAVÁČ, Zdeněk a Jan VIMMR. Sbírka příkladů ze statiky a kinematiky: the art and science. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2007. ISBN 978-807-0436-097.

[4] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999

[5] VLK, František. Teorie a konstrukce motocyklů: the art and science. Brno: František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1601-7.

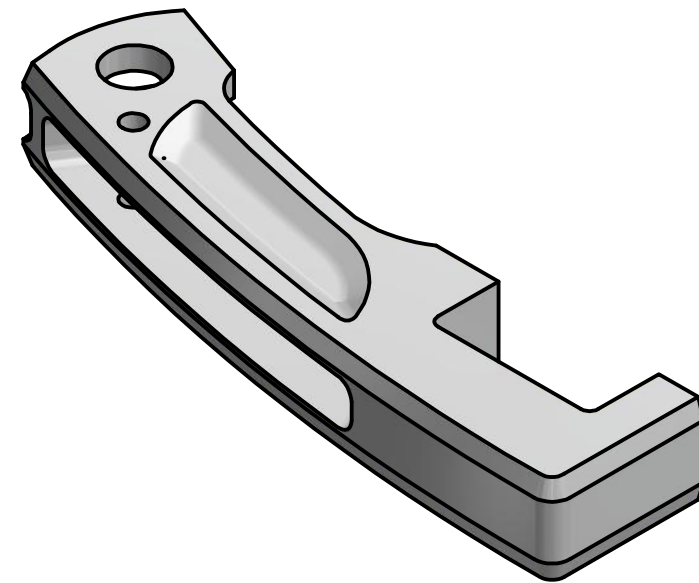
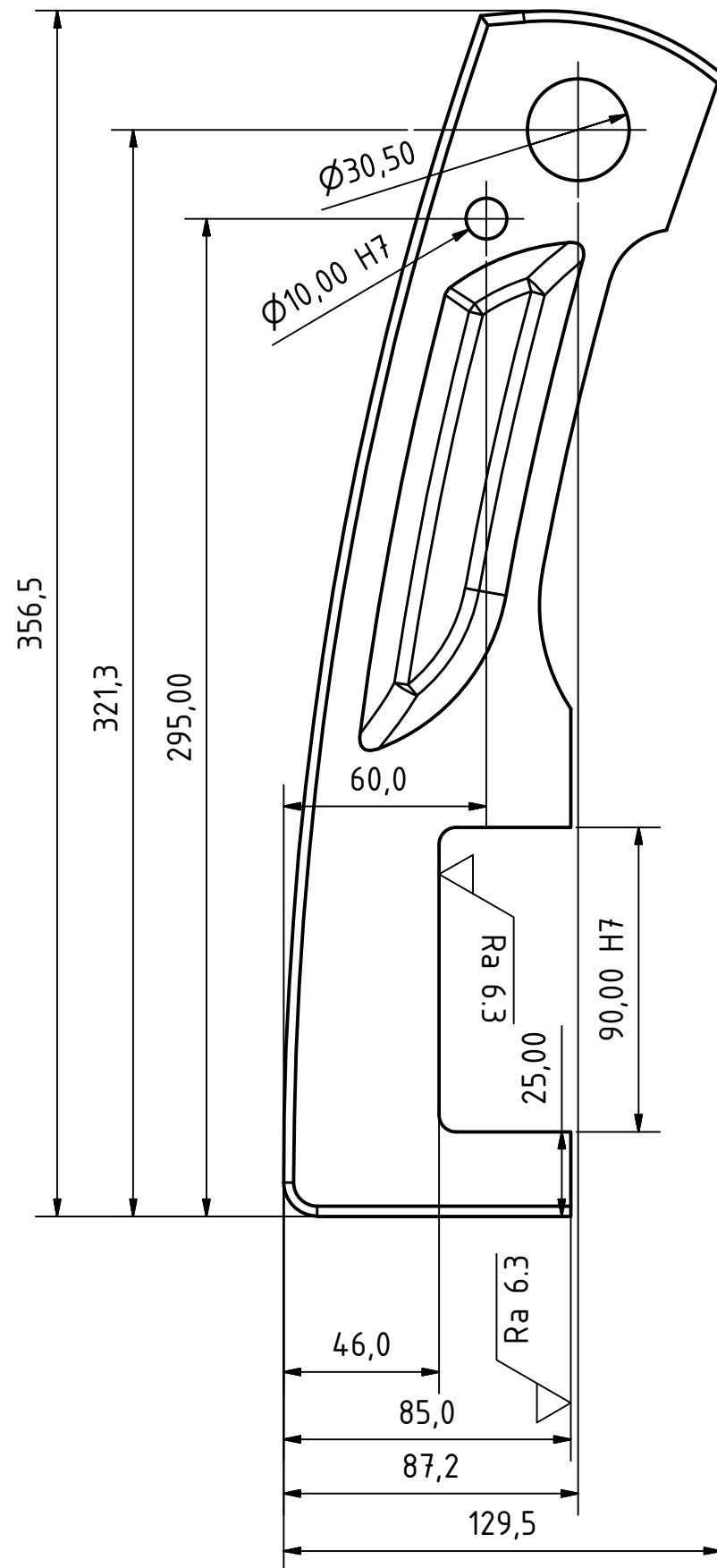
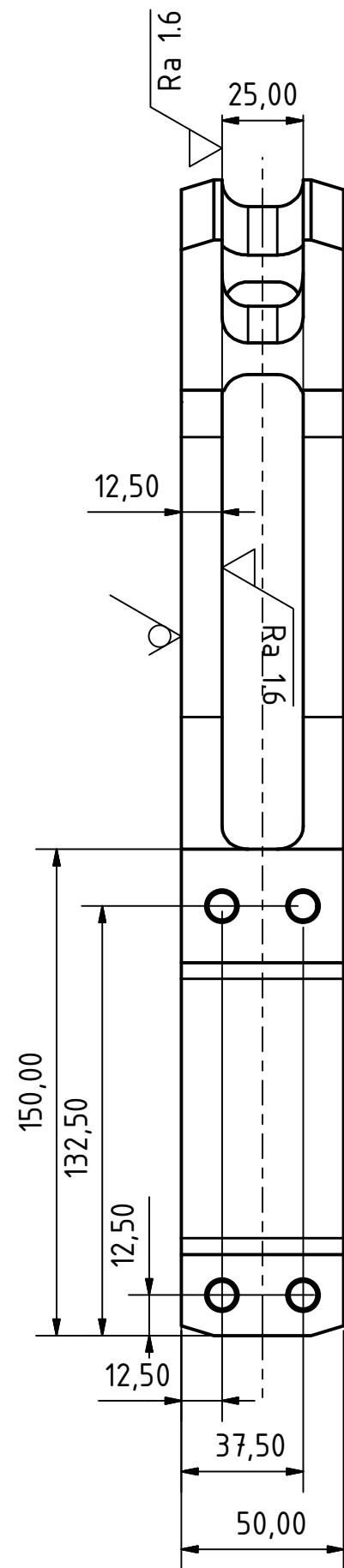
[6] KAWASAKI [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: <https://www.kawasaki.com>

[7] Progressive Suspension [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné <http://www.progressivesuspension.com>



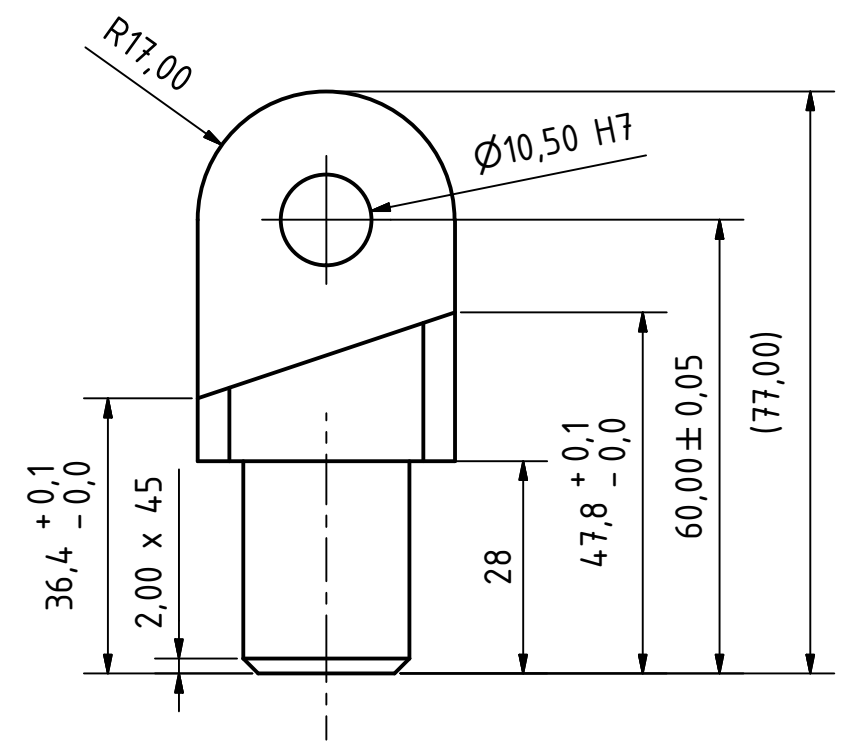
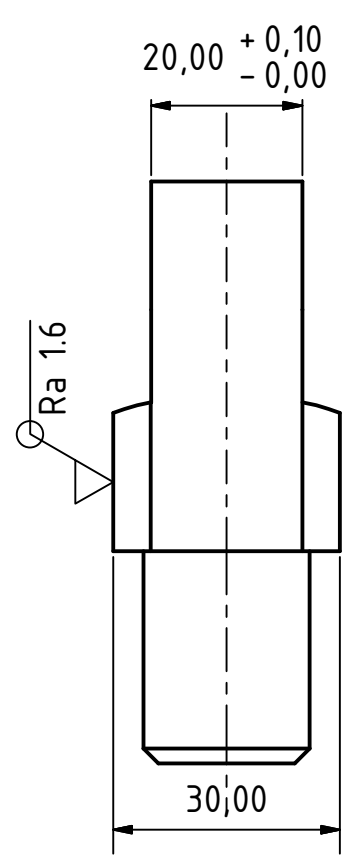
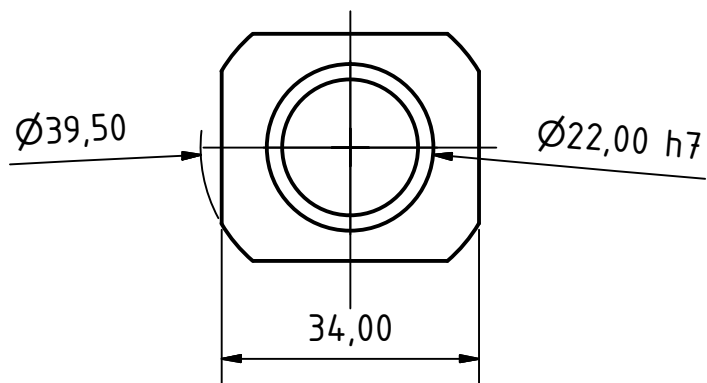
KUSOVNÍK			
POZICE	KS	NÁZEV	OZNAČENÍ/NORMA
1	1	Kyvná vidlice	BP-17-10
2	1	Sloupek konzoly	BP-17-1
3	1	Svěrná deska	BP-17-2
4	1	Lomený prut konzoly	BP-17-3
5	2	Úchyt konzoly	BP-17-4
6	1	Součást napínku řetězu	BP-17-11
7	1	Čep zadního kola	BP-17-12
8	4	Válcový šroub s vnitřním šestihranem	DIN 912 - M10 x 25
9	2	Šroub s šestihranou hlavou	DIN 931-1 - M10 x 45
10	2	Šestihraná matice	DIN 555-5 - M10
11	2	Pružinová podložka	DIN 7980 - 12

Měřítko	1:1	Hmotnost (kg)	Promítání	Formát	A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	Křest'an Petr		Název <b>Konzolová kyvná vidlice</b>	
	Datum	29.5.2017			
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil			Číslo dokumentu <b>BP-17-S</b>	
	Datum				
Druh dokumentu			VÝKRES SESTAVY		List 1 Listů 1



Všechny neoznačené rádiusy R8  
 Všechny neoznačené plochy Ra 3.2

Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítka	Přesnost
		1:2	ISO 2768 - mK
Materiál - Polotovár		Hmotnost (kg)	Tolerování
Al 6061 T6		1,841	ISO 8015
Formát		Promítání	
A3			
Kreslil Křest'an Petr Datum 28.5.2017	Název		
	Sloupek		
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Číslo dokumentu		
	BP-17-1		
Druh dokumentu		List 1 Listů 1	
VÝROBNÍ VÝKRES			



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko 1:1	Přesnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 0,117	Tolerování ISO 8015
Materiál - Polotovár Al 6061 T6		Formát A4	
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Křest'an Petr	Název Úchyt konzoly	
	Datum 28.5.2017		Číslo dokumentu BP-17-4
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Datum  Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES		