



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Parametrický model odpružení
jízdniho kola

Parametric model of mountain bike
suspension

BAKALÁŘSKA PRÁCE
2022

Lukáš Vojček

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojniho inženýrství
Studijní obor: bez oboru
Vedoucí práce: Ing. Václav Jirovský, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vojček** Jméno: **Lukáš** Osobní číslo: **482818**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Parametrický model odpružení jízdního kola

Název bakalářské práce anglicky:

Parametric model of mountain bike suspension

Pokyny pro vypracování:

Vytvořte rovinný parametrický model odpružení jízdního kola s výhledem jeho aplikace v dynamickém 3D modelu. Nejprve proveďte řešení v oblasti užívaných typů zadního zavěšení, porovnejte s většími typy dopravních prostředků (motocykl, osobní automobil) a identifikujte principiální charakteristiky zavěšení. Následně zvolte vhodný nástroj pro realizaci parametrického modelu vybraného odpružení jízdního kola s tím, že přední odpružení bude realizováno běžnou teleskopickou vidlicí.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Václav Jírovský, Ph.D., 16123

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

Datum zadání bakalářské práce: **29.10.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **05.01.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Václav Jírovský, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.
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.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotačný záznam

Meno autora: Lukáš Vojček

Názov práce: Parametrický model odpružení jízdního kola

Anglický názov: Parametric model of mountain bike suspension

Rozsah práce: 53 strán

28 obrázkov

3 tabuľky

13 grafov

9 príloh

Akademický rok: 2021/2022

Ústav: 12 120 Ústav automobilov, spalovacích motorov a koľajových vozidiel

Študijný program: Teoretický základ strojného inžinierstva

Vedúci práce: Ing. Václav Jirovský, Ph.D.

Kľúčové slová: horský bicyklový rám, tlmič, väzba, kinematika zadného odpruženia, pákový pomer, absorpcia nárazu

Key words: mountain bike frame, shock damper, linkage, rear suspension kinematics, leverage ratio, impact absorpction,



Abstrakt

Teoretická časť bakalárskej práce sa zaoberá rešeršou v oblasti systémov odpružení používaných v horskej cyklistike. Popisuje vývoj, rozdelenie, charakteristiky, výhody a nevýhody použitia. Taktiež prekladá spomínané typy odpruženia s názorným použitím pri automobiloch a motocykloch. Časť praktická sa zaoberá tvorbou rovinného a priestorového parametrického modelu zadného odpruženia u horského bicykla, pomocou kinematických schém a rovníc. Ďalej sa zaoberá vložením týchto predpokladov pohybu každého rozobraného kinematického telesa do programu Microsoft Excel. Parametre konštrukcie rovinného parametrického modelu, boli vložené do 3D priestoru pomocou programu Autodesk Inventor.

Abstract

The theoretical part of the bachelor's thesis deals with a search in the field of suspension systems used in mountain biking. Describes the development, distribution, characteristics, advantages, and disadvantages of use. It also translates the mentioned types of suspension with illustrative use in cars and motorcycles. The practical part deals with the creation of a planar parametric model of the rear suspension of a mountain bike, using kinematic schemes and equations. It also deals with the insertion of these assumptions of the motion of each kinematic body into Microsoft Excel and the derivation of motion paths and leverage ratios. The design parameters of the planar parametric model were inserted into 3D space using Autodesk Inventor.



Čestné prehlásenie

Prehlasujem, že som bakalárskú prácu na tému: Parametrický model odpružení jízdního kola vypracoval samostatne s použitím odbornej technickej literatúry a prameňov, uvedených v zozname zdrojov, ktoré tvoria poslednú kapitolu tejto práce.

V Prahe dňa:

.....

(podpis autora)



Podakovanie

Ďakujem vedúcemu práce Ing. Václavovi Jirovskému za cenné rady, pripomienky, ľudský prístup a trpezlivosť pri spracovávaní bakalárskej práce.



Obsah

1 Úvod	9
2 Teoretická časť	10
2.1 Všeobecný úvod k zaveseniu kolies na vozidle	10
2.1.1 Zavesenie kolies na horských bicykloch	10
2.2 Brzdné a akceleračné sily ovplyvňujúce systém odpruženia kolies	11
2.2.1 Princíp posudzovania účinkov brdných a akceleračných síl na nápravu automobilov	11
2.2.2 Brzdné a akceleračné účinky vzťahované na rôzne typy zavesenia kolies	15
2.2.3 Preklápací účinok náprav (anti – dive)	16
2.4 Niečo málo z histórie vývoja celoodpružených bicyklov	17
2.5 Geometria celoodpruženého bicykla – základné rozmery	18
2.6 Základné druhy systémov zadného odpruženia celoodpružených bicyklov	21
2.6.1 Jednočapové zavesenie zadného kolesa (Single – pivot, Linear direct link)	22
2.6.2 Prepákové jednočapové zavesenie zadného kolesa (Linkage – driven single pivot)	23
2.6.3 Štvorčapové zavesenie zadného kolesa (Horst – link suspension system)	24
2.6.4 Zavesenie zadného kolesa na princípe virtuálneho otočného bodu (Virtual pivot point, Twin – link)	24
2.7 Významné inovatívne riešenia zadného zavesenia zadnej stavby celoodpružených bicyklov	25
2.7.1 Active braking pivot od značky TREK	25
2.7.2 Switch infinity od značky YETI	26
3 Praktická časť	26
3.1 Priame jednočapové zavesenie zadnej stavby	27
3.1.1 Kinematická schéma	28
3.1.2 Kinematické rovnice polohy a grafické výstupy	29
3.2 Prepákové jednočapové zavesenie zadnej stavby	32
3.2.1 Kinematická schéma	33
3.2.2 Kinematické rovnice a grafické výstupy	34
3.3 Štvorčapové zavesenie zadnej stavby	39
3.3.1 Kinematická schéma pohybu	40
3.3.2 Kinematické rovnice	41
3.4 Vplyv predného odpruženia	44
4 Záver	46
5 Použitá literatúra	49



6 Zoznam obrázkov	50
7 Zoznam tabuliek.....	51
8 Zoznam grafov.....	51
9 Zoznam príloh.....	51
10 Zoznam použitých symbolov	52



1 Úvod

Teoretická časť bakalárskej práce sa venuje problematike zavesenia kolies na ráme (karosérií) a významným charakteristikám rôznych druhov pružiacich systémov skrz celé spektrum príkladov. Rozoberá význam odpruženia a analyzuje dôležité silové účinky pôsobiace na systém odpruženia. Ďalej sa zaoberá hlavnými druhmi zavesenia zadného kolesa používaných v horskej cyklistike – jednočapovým systémom odpruženia, prepákovým jednočapom a štvorčapovým systémom odpruženia zadného kolesa. Časť praktická sa následne zaoberá parametrizáciou týchto základných druhov odpruženia. Budú vynesené kinematické schémy a kinematické pohybové rovnice ku každému rozoberanému typu odpruženia. Tieto matematické aparáty, sú následne použité pri parametrizácii vytvorených vzorových 3D – CAD modelov zavesenia zadnej stavby u posudzovaných celoodpružených horských bicyklov.



2 Teoretická časť

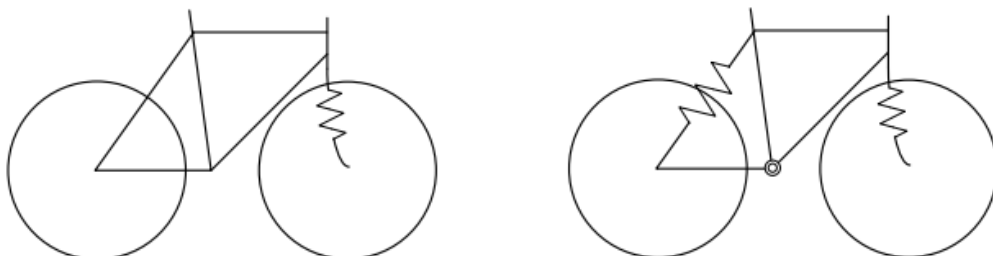
2.1 Všeobecný úvod k zaveseniu kolies na vozidle

Náprava (pri automobiloch) alebo všeobecne zavesenie kolesa, je časť vozidla, prostredníctvom ktorej je koleso uchytené (zavesené) ku nosnej konštrukcii vozidla. Patrí k dôležitým súčastiam podvozku vozidiel a jej konštrukčné riešenie má za úlohu zabezpečiť čo najlepšie jazdné vlastnosti, jazdný komfort a jazdnú stabilitu vozidla. Pretože je jej konštrukcia jediné, čo spája vozidlo s vozovkou, má taktiež vysoký vplyv na aktívnu bezpečnosť vozidla. Prenáša hmotnosť vozidla na kolesá a taktiež prenáša hnacie, brzdiace a zotrvačné sily pôsobiace buď od vozovky alebo hnacieho pohonu. Treba dodať, že náprava je neodpruženou časťou vozidla, preto či už sa jedná o automobily, motocykle alebo bicykle, konštruktéri sa snažia v čo najväčšej miere uplatňovať pri výrobe ľahké zliatiny a materiály.

2.1.1 Zavesenie kolies na horských bicykloch

Pozorovaním bicyklov a ich dizajnov, môžeme dospieť k základnému rozdeleniu bicyklov na cestné a horské bicykle. Cestné bicykle majú zvyčajne rám konštruovaný s výhľadom na tuhosť, aerodynamiku a čo najnižšiu hmotnosť, zatiaľ čo dizajn horských bicyklov sa sústreďuje na pevnosť a komfort rámu zvládať a absorbovať nárazy podmienené oblasťou určenia.

Horské bicykle sa ďalej delia na bicykle odpružené len na prednom zavesení kolesa, tzn. z pevným zadným rámovým trojuholníkom (Hardtail), a na bicykle celoodpružené (full – suspension), ktoré sú záujmom tejto práce. Tento koncept je zobrazený na obrázku č. 1.



Obrázok 1 vľavo: regulérny horský bicykel (hardtail) ; vpravo: celoodpružený horský bicykel [4]



Čo robí z bicykla celoodpružený bicykel je práve systém čapov, výkyvných ramien a tlmičov, ktorý dovoľuje zadnému kolesu hýbať sa vzhľadom ku hlavnému rámu (prednému rámovému trojuholníku) a schopnosť prekonať drsný terén.

Rôzne druhy dizajnov zadného odpruženia horských bicyklov sú vo svojej podstate iterácie zavesenia náprav u motorových vozidiel. Hlavný rozdiel oproti motorovým vozidlám je možnosť na bicykli pracovať s hlavným ťažiskom celému mechanizmu, keďže ho tvorí samotný jazdec. To v konečnom dôsledku zásadne komplikuje predstavu o brzdných a akceleračných účinkoch mechanizmu, keďže ťažisko sa môže voľne pohybovať nad rozoberaným mechanizmom.

V posledných rokoch môžeme pozorovať nárast počtu rozličných dizajnov zadného odpruženia u horských bicyklov. Je to spôsobené najmä potrebou jazdcov zdolávať stále drsnejší terén a strmšie zjazdy s vysokým pocitom komfortu a bezpečnosti. Aj keď je na mieste povedať, že optimálny výkon odpruženia u horských bicyklov bude vždy závisieť najmä na technických a fyzických možnostiach jazdca.

2.2 Brzdné a akceleračné sily ovplyvňujúce systém odpruženia kolies

Vo všeobecnosti bicykle patria k prepravným prostriedkom, rovnako ako automobily a motocykle. Ak sa pozrieme bližšie na zavesenie náprav u automobilov, zistíme, že z kinematického hľadiska to vôbec nemá ďaleko od zavesenia zadnej stavby u celoodpružených bicyklov. Rovnako by sme ešte väčšiu podobnosť našli u motocyklov, nielen čo sa týka uchytenia zadného kolesa, ale aj uchytenia predného kolesa. V tejto kapitole si rozoberieme brzdné a akceleračné účinky pôsobiace na motorové vozidlá. Technická terminológia u celoodpružených bicyklov je taktiež veľmi podobná s tou pri automobiloch.

2.2.1 Princíp posudzovania účinkov brdných a akceleračných síl na nápravu automobilov

Vzhľadom k tomu, že ťažisko spomínaných motorových vozidiel leží v určitej výške nad rovinou vozovky (kontaktnéj plochy), zotrvačná sila vzniknutá pri brzdení a akcelerácií vytvára klopny moment k priečnej ose vozidla, ako môžeme vidieť na obrázku č. 4. Tento

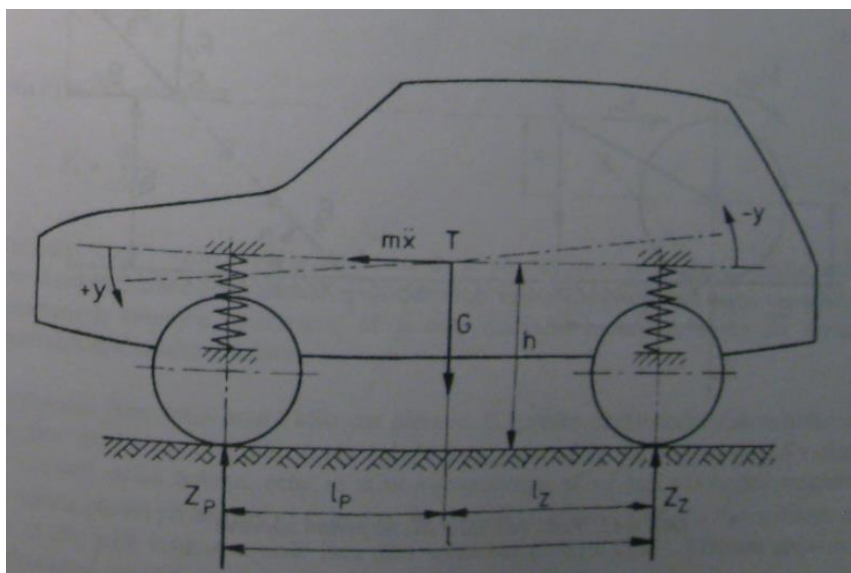


moment spôsobuje predkláňanie vozidla na pružinách a súčasne aj zmenu vertikálneho zaťaženia kolies. [1]

Pozdĺžne nakláňanie má nepriaznivý vplyv na pohodlie a stabilitu jazdy. Dochádza pri ňom k zmene postavenia rejdových čapov prednej nápravy, a taktiež čapov zadnej nápravy. Rejdové čapy obsahujú náboje alebo čapy kolies, a sú súčasťou systému zavesenia predných kolies vozidla. Obvzlašť je daný jav nebezpečný pri jazde v noci, kedy pozdĺžne nakláňanie mení dosah osvetlenia vozovky vozidla. Tento jav nieje obmedzený len na brzdenie a akceleráciu, ale dochádza k nemu vždy pri zmene dotykovej reakcií na kolesách, napr. pri náhlej zmene odporu valenia. Je nutné ešte dodať, že brzdenie a zrýchľovanie vozidla sú dynamické procesy (menia sa s časom).

Nezávislé zavesenie kolies a uchytenie tuhej nápravy sa dá konštrukčne usporiadať tak, aby nežiadúce nakláňanie, bolo čiastočne potlačené – „anti – dive“. Podstata spočíva v spôsobe prenosu vodorovnej reakcie na kontaktnú plochu.

Budem sa teda zaoberať ustáleným stavom, ktorý nastane iba v prípade brzdenia s konštantným zpomalením a akceleráciou s konštantným zrýchlením. Odvodenie základných silových vzťahov ukážem na základe najjednoduchšieho zavesenia kolesa – pozdĺžna kľuková náprava. Osa otáčania tohto typu zavesenia, ktoré je uchytené na karosérii vozidla, leží kolmo k pozdĺžnej rovine symetrie vozidla. [1]



Obrázok 2 Sily a momenty na vozidle pri brzdení [1]



Vychádzame zo vzťahov platiacich pre zmeny zaťaženia náprav pri brzdení.

Zaťaženie prednej nápravy

$$Z_P = G * \left(\frac{l_z}{l} + z * \frac{h}{l} \right) = Z_{P_{stat}} + \Delta Z \quad (2.2.1.1)$$

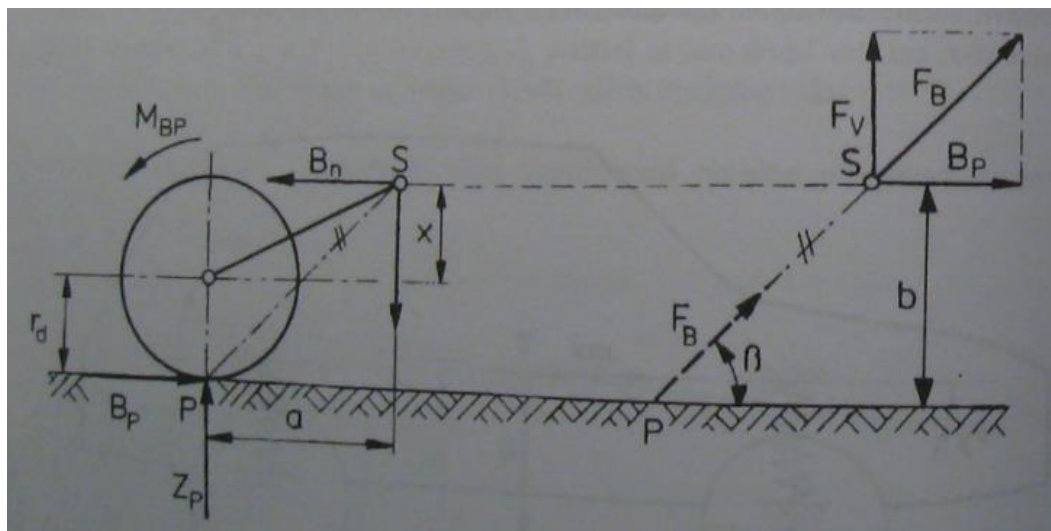
Zaťaženie zadnej nápravy

$$Z_Z = G * \left(\frac{l_p}{l} + z * \frac{h}{l} \right) = Z_{P_{stat}} - \Delta Z \quad (2.2.1.2)$$

kde l_p je vzdialenosť ťažiska od prednej nápravy a l_z od zadnej nápravy, z je pomer záporného zrychlenie (spomalenia) ku tiahovému zrýchleniu nazývaný ako pomerné spomalenie, člen ΔZ znamená

$$\Delta Z = m * x * \frac{h}{l} = G * z * \frac{l}{h} \quad (2.2.1.3)$$

kde l je rázvor vozidla, h je výška ťažiska, G je tiaha vozidla, z je pomerné spomalenie.[1]



Obrázok 3 Vznik vertikálnych síl na prednej náprave [1]

Z obrázka č. 5 je vidieť, že na koleso pôsobí v rovine kontaktnej plochy brzdňá sila B_P vyvolaná brzdňým momentom kolesa M_{BP} a vertikálnou reakciou kontaktnej plochy Z_P .

Z podmienok rovnováhy plynie že

$$B_P + B_n = 0, \quad (2.2.1.4)$$



teda

$$B_n * (r_d + x) + F_v * a = 0, \quad (2.2.1.5)$$

a z toho veľkosť vertikálnej sily

$$F_v = -\frac{B_P * (r_d + x)}{a} = -\frac{B_P * b}{a}, \quad (2.2.1.6)$$

kde **b** a **a** sú vzdialenosti stredu klopenia.

Na karosériu teda pôsobia sily v bodě **S** a sily **B_n** a **F_v** rovnako veľkej veľkosti ako sú sily **B_P** a **Z_P**, ale opačného smeru. Z kola na kontaktnú plochu tak pôsobia sily rovnako veľké a rovnakého zmyslu ako **B_P** a **Z_P**. Koleso sa vtedy zaťažuje. [1]

Silový účinok na karosériu **F_B** je možné presunúť z bodu dotyku kola s kontaktnou plochou **P** do stredu otáčania ramena kľuky **S**.

Zároveň platí, že

$$\beta = \arctg \frac{b}{a} \quad (2.2.1.7)$$

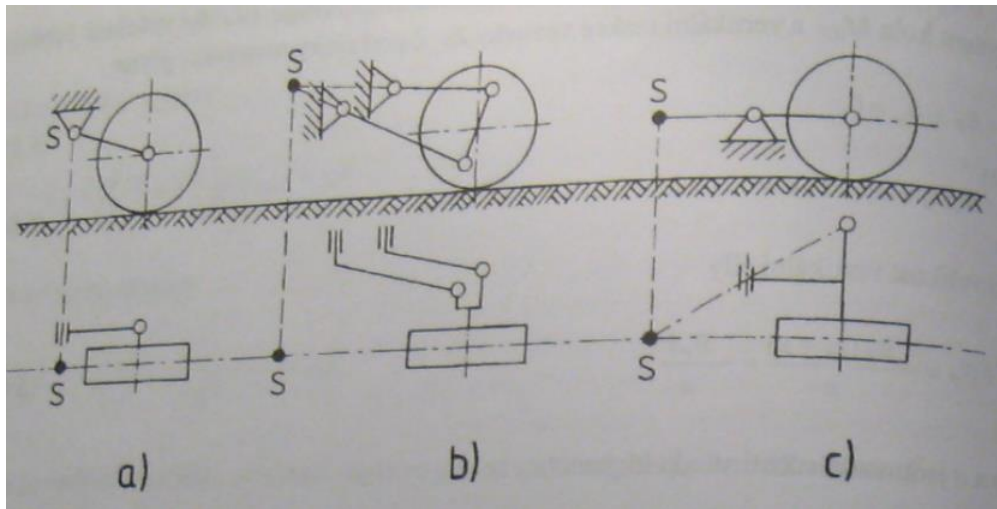
A sila **F_B** sa určí zo vzťahu

$$F_B = \frac{B_P}{\cos \beta} \quad (2.2.1.8)$$

Vertikálna sila **F_v** vzniknutá pri brzdení silou **B_P** sa prenáša priamo na karosériu vozidla, bez toho, aby prechádzala pružinami alebo tlmičom zavesenia. Pôsobí priamo proti silám, alebo v zmysle síl, ktoré spôsobuje klopny moment. Táto sila môže naklápanie znižovať, alebo pri nevhodnej konštrukcii zavesenia aj zväčšovať. [1]

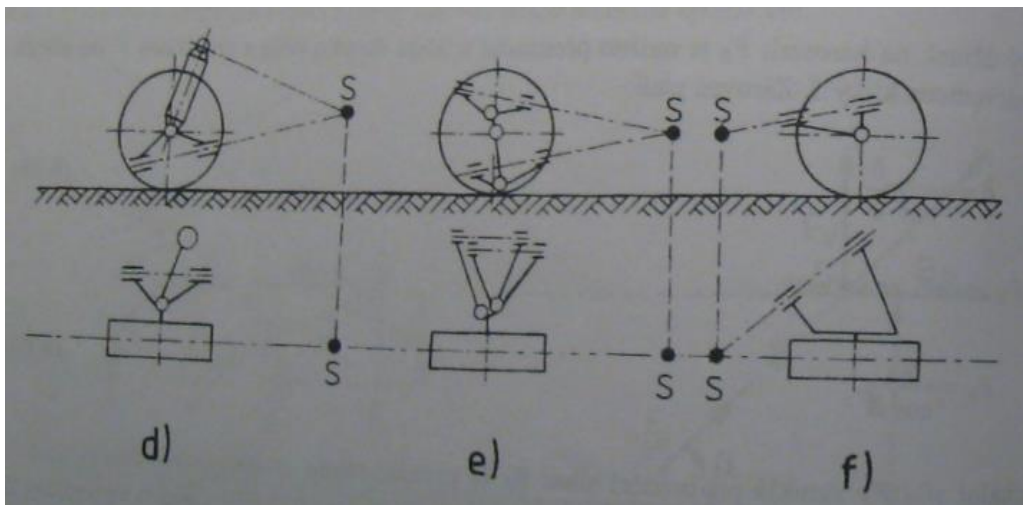


2.2.2 Brzdné a akceleračné účinky vzťahované na rôzne typy zavesenia kolies



Obrázok 4 Rôzne typy zavesenia kolesa a ich stredy predkláňania: a) jednoduchá kľuková náprava; b) dvojitá kľuková náprava; c) skrátená kyvadlová náprava s pozdĺžnym ramenom [1]

Priebeh pôsobenia brzdných a akceleračných síl, ktorý som opísal v kapitole 2.3.1, sa vzťahuje iba na najjednoduchší prípad kľukovej hriadele. U každého typu zavesenia kolesa však môžeme určiť okamžitý stred klopenia S . [1]



Obrázok 5 d) náprava McPherson; e) lichobežníková náprava; f) uhlová náprava [1]

V každom posudzovanom prípade zavesenia kolesa, či už má stred klopenia S vzhľadom ku karosérii stálu polohu, alebo sa mení s prepružením, alebo leží v ľubovoľnej vzdialenosti od vozidla, pôsobí pri brzdení na koleso silou B_P na spojnici bodov S a P , kde P je bod kontaktu kolesa s kontaktnou plochou, sila F_B o veľkosti danou rovnicou (2.3.8) a smerom, ktorý je daný rovnicou (2.3.7). Pre analýzu sa väčšinou zanedbáva zmena polohy bodu S vplyvom prepruženia. [1]

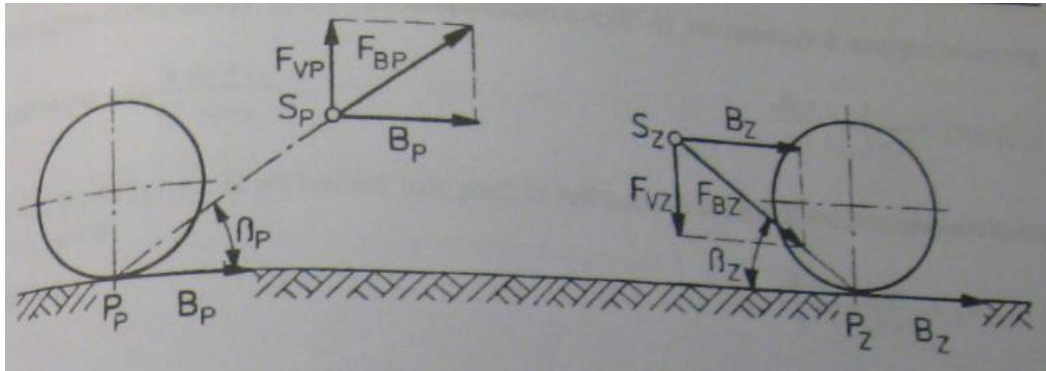


2.2.3 Preklápací účinok náprav (anti – dive)

Ak poznáme polohu stredu klopenia pre prednú nápravu S_P a pre zadnú nápravu S_Z (obrázok č.8), brzdné sily prednej nápravy B_P a brzdné sily zadnej nápravy B_Z , môžeme vytvoriť pomer

$$i_{P/Z} = \frac{B_P}{B_Z} \quad (2.2.3.1)$$

a stanoviť výsledné silové účinky na posudzované vozidlo. [1]



Obrázok 6 Vznik vertikálnych síl na posudzovanom vozidle [1]

Ak by sme uvažovali vertikálne sily pôsobiace na prednú nápravu F_{VP} a zadnú nápravu F_{VZ} , stredu klopenia S_P a S_Z a dotykové body P_P a P_Z , potom pre vertikálnu silu v prednej náprave F_{VP} a taktiež zadnej náprave F_{VZ} platia nasledujúce vzťahy

pre prednú nápravu

$$F_{BP} = B_P * tg\beta_P \quad (2.2.3.2)$$

a pre zadnú nápravu

$$F_{BZ} = B_Z * tg\beta_Z \quad (2.2.3.3)$$

Spomínaný protinaklápací účinok náprav (anti – dive) vyjadrujeme koeficientom κ ako pomer sily F_S a zaťaženia nápravy Z_P vyvodenej klopným momentom a teda platí nasledujúce vzťahy [1]

pre prednú nápravu

$$\kappa_P = \frac{F_{BP}}{Z_P} = \frac{tg\beta_P}{(1+i_{P/Z})} * \frac{1}{h} \quad (2.2.3.4)$$



a pre zadnú nápravu

$$\kappa_Z = \frac{F_{BP}}{Z_P} = \frac{tg\beta_P}{(1+i_{P/Z})} * \frac{1}{h} \quad (2.2.3.5)$$

2.4 Niečo málo z histórie vývoja celoodpružených bicyklov

Začiatky celoodpružených bicyklov siahajú až do 70-tých rokov minulého storočia. Prvé komerčné úspechy bicyklov ako ich poznáme dnes, ale začali až na začiatku 90-tých rokov. Jedným z prvých krokov k postaveniu bicykla na celoodpruženej platforme bolo, keď v roku 1989 pán Horst Leiner uviedol na veľtrh svoju prácu Amp B-1, a ktorú si neskôr od neho americká značka Mongoose nechala prerobiť na jeden z prvých pamätných celoodpružených bicyklov „Mongoose Amplifier“. [4]



Obrázok 7 Mongoose Amplifier – zavesenie zadnej stavby typu McPherson [4]

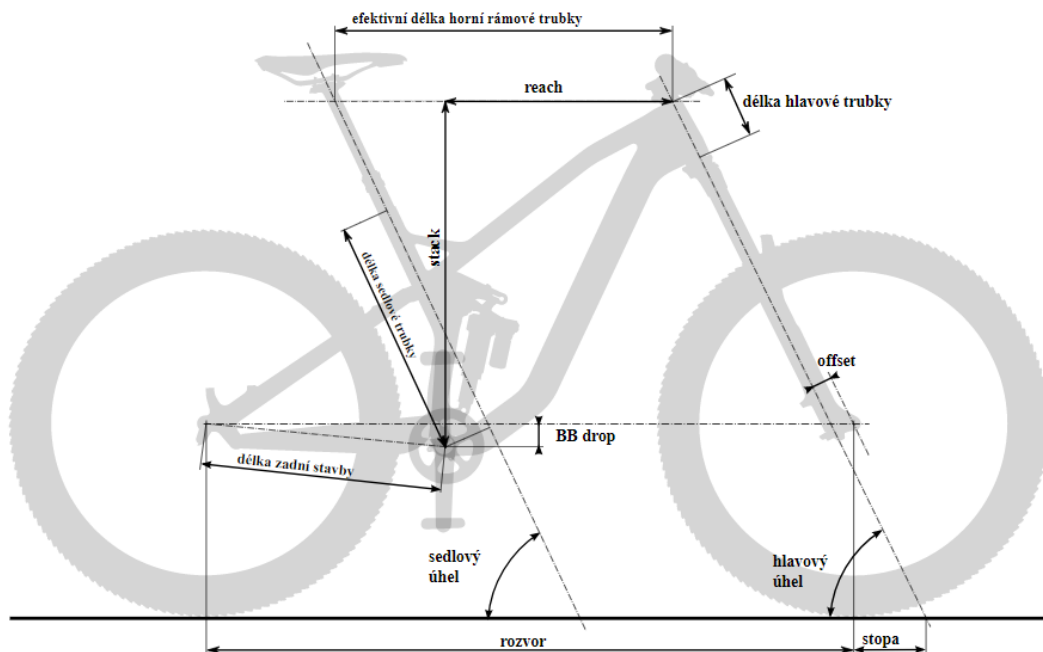
Ide o štvorčapový záves zadnej stavby rámu, pomenovaný po ňom ako Horst Link. Jeho tvorca Horst Leitner sa zaoberal vývojom systémov pruženia pre motocyklový priemysel a v roku 1985 ho implementoval aj do cyklistiky. Pretekári jazdci však mali problémy s hlavovými trubkami, ktoré sa po skoku alebo nehode odlomili z dvoch spodných trubiek. Preto v roku 1995 začal vyrábať nový typ rámu s jednou spodnou trubkou, ktorý dostal názov Amp B-3 (Mongoose túto verziu označil ako Amplifier 2). Modely Amp B-3 a B-4 mali zavesenie kolesa typu McPherson odkopírované z uloženia nezávislej prednej nápravy na automobiloch, a mali voliteľné kotúčové brzdy. Ruka v ruke s vývojom odpružení sa posúvala aj hranica maximálneho zdvihu z pôvodných 25



až 40 mm do hranice 125 mm. Začali vznikať medzinárodné štandarty, ktoré sú dodržiavané dodnes. [4]

2.5 Geometria celoodpruženého bicykla – základné rozmery

Celoodpružený horský bicykel, a vo všeobecnosti každý bicykel sa na prvý pohľad môže zdať, ako veľmi jednoduchý mechanizmus. Po dôkladnejšom prehladnutí sa však jedná o veľmi komplikovaný systém, ktorého vlastnosti ovplyvňujú drobné detaily. Geometria, teda jednotlivé miery, dĺžky a uhly rámu bicykla nám vedia predpovedať,



Obrázok 8 Geometria celoodpruženého horského bicykla [5]

ako sa bude bicykel správať pri jazde. Samozrejme, treba mať na pamäti, že každý človek má unikátne fyziologické miery a tak to, čo vyhovuje jednému, nemusí vyhovovať druhému. [5]

Hlavový uhol

Hlavový uhol (head angle, HA) je uhol vidlice zvierajúci s vodorovnou rovinou isté sklopenie, ktoré sa navrhuje od zamerania horského bicykla na konkrétnu disciplínu. Zo všeobecných poznatkov môžeme prísť k tvrdeniu, že čím vzpriamenejšia poloha vidlice (väčšia hodnota hlavového uhla), tým s bicyklom bude jednoduchšie zatáčať. Nebude však stabilný pri vyšších rýchlostiach – bude si horšie držať vodorovný smer. Naopak čím uhol vidlice voči rámu bicykla viac položíme (zmenšíme hlavový uhol),



bicykel bude lepšie držať vodorovný smer na úkor horšiemu zatáčaniam pri nižších rýchlostiach. [5]

Offset

Offset (rake), predsadenie, je kolmá vzdialenosť osy stredu predného kolesa od osy stĺpiku vidlice. Offset sa líši podľa priemeru kolesa na aký bol bicykel navrhnutý. Napríklad u teleskopickkej vidlici RockShox Pike so 160 mm zdvihu má offset hodnotu 40 mm pre 26 palcové koleso, 42 mm pre 27,5 palcové koleso a 46 mm pre 29 palcové koleso. Dobre skombinovaný offset spolu s hlavovým uhlom zaručia stabilné ovládanie v rýchlostiach (<40 km/h) a takisto pri zatáčaní v pomalých rýchlostiach (>5 km/h). [5]

Stopa

Stopa (trail) je veľkosť, ktorú na podklade po ktorom sa bicykel pohybuje vytína hlavový uhol a zvislá os prechádzajúca stredom náboja. Z toho vyplýva, čím väčší offset, tým menšia stopa. Z praktických skúseností vieme, že čím väčšia stopa, tým sa bicykel bude správať stabilnejšie v rýchlosti a bude mať menšiu ochotu zatáčať. [5]

Dĺžka zadnej stavby

Dĺžkou zadnej stavby (chainstay length) označujeme dĺžku reťazových vzper. Jedná sa o veľmi dôležitý rozmer, ktorý ovplyvňuje celkový rázvor bicykla (wheelbase) a celkové jazdné vlastnosti bicykla. Krátka zadná stavba znižuje rázvor, uľahčuje zatáčanie bicykla. Naopak dlhá zadná stavba predlžuje rázvor a bicykel sa stáva stabilnejší v rýchlostiach. Moderné horské bicykle majú v zadnej stavbe zabudované otočné pätky (flipchip, monolink) umožňujúce zmenu dĺžky zadnej stavby, a tým aj ľahko regulovateľný celkový prejav bicykla. [5]

Rázvor

Vodorovná vzdialenosť osí stredov kolies je rázvor (wheelbase). Bicykel s kratším rázvorom je hravejší, agilnejší, v rýchlosti ale menej stabilný. [5]

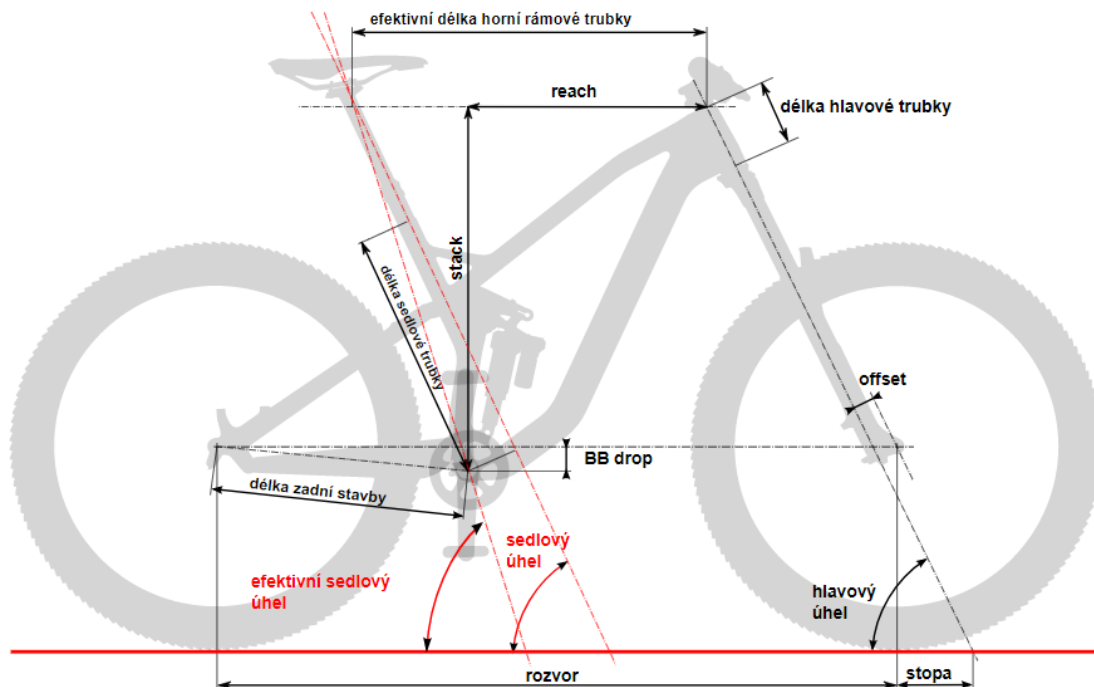
Bottom bracket drop

BB drop je zvislá vzdialenosť osi stredu šľapacích klúčik bicykla od priamky spájajúcej stredu nábojov kolies. Čím je BB drop nižšie, tým je aj osa šľapacích klúčik (stred bicykla)



nižšie a tým sa bicykel správa stabilnejšie, pretože celkové ťažisko jazdca sa posúva bližšie k zemi. Priechodnosť terénom sa ale zhoršuje zo znižujúcim sa BB dropom. [5]

Sedlový uhol



Obrázok 9 Rozdiel medzi sedlovým uhlom a efektívnym sedlovým uhlom [5]

Hodnota sedloveho uhlu (seat tube angle, STA) ovplyvňuje účinnosť šľapanie, resp. prenos sily jazdca do kľúk. Všeobecne platí, čím vyššia hodnota uhlu od podkladu po ktorom bicykel jazdí, tým je prenos sily účinnejší.

Efektívny sedlový uhol ukazuje aký veľký uhol zvierá osa šľapacieho stred kľúk a miesta, kde končí sedlovka – nastaviteľná trubka, na ktorú je uchytené sedlo. Niektoré bicykle sa navrhujú so zakrivenou sedlovkou smerom k zadnému kolesu. Vtedy sa pomer efektívnej hodnoty sedloveho uhla ku sedlovému uhlu dosť líši. [5]

Výška a dosah – stack a reach

Výška aj dosah sú jedny z najdôležitejších rozmerov pri návrhu akéhokoľvek bicykla. Obe tieto rozmery sú vzťahované ku stred kľúk. Výška (stack) je doslova výška rámu, zvislá vzdialenosť medzi osou šľapacieho stred bicykla a priesečníkom osi hlavovej trubky s vodorovnou rovinou pretiahnutou až nad šľapací stred bicykla.



Dosah (reach) je zase vodorovná vzdialenosť osy šlapacieho streda a priesečníku osy hlavovej trubky s vodorovnou rovinou. Dosah nám ukazuje aký dlhý je navrhnutý rám. [5]

Efektívna dĺžka hornej rámovej trubky

Efektívna dĺžka hornej rámovej trubky je definovaná ako vodorovná vzdialenosť na priamke medzi priesečníkom osy hlavovej trubky a priesečníkom predĺženia osy sedlovej trubky. [5]

2.6 Základné druhy systémov zadného odpruženia celoodpružených bicyklov

V dnešnej dobe poznáme tieto druhy systémov zadného odpruženia na celoodpružených horských bicykloch:

a) jednočapy – Linear Direct Link

(Značky: Morewood, Santa Cruz, Foes, Brooklyn Machine Works, Nox, Typhoon, Darkcycle Scarab, Devilwork a iné)

b) prepákané jednočapy – Low Ratio-System, Split Pivot, Active Brake Point

(Značky: Merida, Kona, Trek, Transition a iné)

c) štvorčapy – Horst link, Future Shock Rear, Variable Point Suspension, Optimized Suspension technology, 2Circle

(Značky: Canyon, Radon, Specialized, Corratec, Norco a iné)

d) rôzne typy virtuálnych čapov – Virtual Pivot Point, Full Power System 2, DW link, Maestro, Equilink

(Značky: Ibis, Independent Fab, Iron Horse Bicycles, Santa Cruz, Lapierre, Felt a iné)

e) špeciálne druhy systémov pruženia – Softail, Medium Tail, MonoLink, Crowns pruženie, Magic Link, Switch infinity

(Značky: Pells, Maverick, Corsair, Kona, Yeti a iné) [4]



2.6.1 Jednočapové zavesenie zadného kolesa (Single – pivot, Linear direct link)



Obrázok 10 Jednočapové zavesenie zadnej stavby [6]

Jednočapové zavesenie zadnej stavby je najjednoduchší dizajn zadného odpruženia celoodpruženého horského bicykla. V prípade tohto typu zavesenia zadného kolesa, je osa zadného kolesa spojená s hlavným rámom pomocou výkyvného ramena, medzi ktorým nie sú žiadne čapy. Os pohybu zadného kolesa (axle – path) sa pohybuje v konštantnom oblúku sústredenom na hlavný čap.

V prípade priameho jednočapu (linear direct link) je tlmič spojený priamo s výkyvným ramenom - dizajn preslávnený spoločnosťou Orange Bikes. Jednoduchosť konštrukcie umožňuje ľahšiu údržbu otočných ložísk. Čím menej prepákování zadného odpruženia, tým pohotovejšia je reakcia rámu na podnety terénu, pretože každý čap navyše predstavuje dodatočné trenie. Navyše, ložiská v čapoch sú namáhané veľkou silou, často až 7000 N.

Jedným z možných nedostatkov tohto dizajnu je to, že ponúka malú kontrolu nad pákovou krivkou. Bicykle s priamym jednočapovým zavesením zadného kolesa majú vo všeobecnosti lineárny priebeh pákového pomeru - sila potrebná na posunutie zadného kolesa v jeho zdvihu ostáva po celú dobu zdvihu konštantná, nakoľko od progresívnejšej konštrukcii zadného zavesenia.

Pevný okamžitý stred (IC) poskytuje predvídateľné vlastnosti odpruženia počas jazdy, ale tiež znamená, že dizajnéri majú obmedzené možnosti modifikovať vlastnosti tohto typu odpruženia v rôznych fázach zdvihu.



Našťastie, dnešné moderné tlmiče disponujú celou radou nastavení rýchlej a pomalej kompresie, kde sa celkový pocit z priebehu odpuženia dá relatívne slušne vyladiť. [6]

2.6.2 Prepákové jednočapové zavesenie zadného kolesa (Linkage – driven single pivot)



Obrázok 11 Prepákové jednočapové zavesenie zadnej stavby [6]

Podobne ako v prípade jednočapu je zadná os spojená s hlavným otočným čapom pomocou pevného výkyvného ramena v tomto prípade je však medzi ramenom a tlmičom pridané spojenie ktoré umožňuje nastavenie krivky pákového efektu.

Dizajn s prepákovým jednočapom je vybavený prepojením medzi výkyvným ramenom a tlmičom aby sa zmenil pomer pákového efektu. Kyvné rameno sa otáča okolo hlavného otočného čapu a okamžitý stred je počas jazdy fixovaný. Na trhu existuje veľa vizuálne odlišných dizajnov, ale ak existuje pevné spodné rameno (chainstay) medzi zadnou osou a hlavným otočným čapom, jedná sa o variácie prepákového jednočapu. Pridanie prepojenia umožňuje, aby pruženie bolo viac alebo menej progresívne vo svojom zdvihu. Taktiež to zvyšuje zložitosť systému. [4]



2.6.3 Štvorčapové zavesenie zadného kolesa (Horst – link suspension system)

Bicykle s odpružením Horst-link sú charakteristické čapom umiestneným pri zadnej osi na konci spodného ramena.



Obrázok 12 Rozdiel medzi prepákovým jednočapovým a štvorčapovým zavesením zadnej stavby [5]

Po pridaní otočného čapu na spodné výkyvné rameno majú celoodpružené bicykle so štvorčapovým zavesením zadnej stavby modifikovanú dráhu osi zadného kolesa (axle – path), ktorá sa otáča okolo okamžitého streda, ktorý mení polohu v priebehu zdvihu, čo umožňuje optimalizáciu spomínaných charakteristík (anti - squatu a anti - risu) v rôznych fázach zdvihu. Mnoho dizajnov tohto typu odpruženia je ale navrhnutých s nízkou úrovňou anti – squatu, aby sa minimalizoval spätný ráz do pedálov čo má za následok nižšiu efektivitu pri šľapaní. [4]

2.6.4 Zavesenie zadného kolesa na princípe virtuálneho otočného bodu (Virtual pivot point, Twin – link)



Obrázok 13 Zavesenie zadnej stavby s virtuálnym otočným čapom [7]



Tento typ odpruženia používa pevný zadný trojuholník, ktorý sa vyznačuje párom krátkych otočných spojení, ktoré ho spájajú s hlavným rámom. V porovnaní s dizajnom s jedným otočným čapom zvyšuje virtuálne zavesenie počet čapov z jedného na štyri čo umožňuje dizajnérom meniť polohu okamžitého streda a tým aj charakteristiky zavesenia v rôznych bodoch zdvihu. Navrhnuť však kvalitný Twin-link je pomerne komplikované - vysoké sily v ložiskách čapoch a menší priestor pre laditeľnosť. [6]

2.7 Významné inovatívne riešenia zadného zavesenia zadnej stavby celoodpužených bicyklov

2.7.1 Active braking pivot od značky TREK



Obrázok 14 ABS systém od značky Trek [8]

Táto patentovaná konštrukcia je v podstate prepákové jednočapové zavesenie zadnej stavby (Linkage-driven Single-pivot) s výnimkou že značka Trek používa sústredný výkyvný čap priamo na osi zadného kolesa. Umožňuje to namontovať brzdový strmeň na sedlovú vzperu (seatstay), a úplne izolovať brzdové sily od zvyšku odpruženia. Sedlová vzpera sa bude otáčať pomalšou uhlovou rýchlosťou okolo brzdového kotúča ako reťazová vzpera (chainstay) tak sa výrazne obmedzí účinok brzdnej sily na odpruženie (anti - rise). [6]



2.7.2 Switch infinity od značky YETI



Obrázok 15 Switch infinity od značky YETI [6]

Systém používa spodný čap, ktorý sa nachádza na posuvných väzbách, na dvojici vertikálnych hriadeľov spolu s čapovým spojením umiesteným nad ním. Spodný čap umiestený na posuvných väzbách sa chová ako zadný čap na spodnom spojení tradičnej konštrukcie s virtuálnym bodom otáčania s tým rozdielom, že tento čap sa pohybuje vertikálne v priamej línii a nie v oblúku sústredenom na okamžitý stred otáčania (IC). [6]

3 Praktická časť

Praktická časť sa zaoberá tvorbou rovinného a priestorového parametrického modelu celoodpruženého bicykla. Presnejšie tvorbou troch rôznych modelov základných druhov zadného odpruženia, ktoré boli rozobrané v teoretickej časti. Jedná sa o parametrické modely jednočapového, prepákového jednočapového a štvorčapového zavesenia zadnej stavby. O odpruženie predného kolesa sa stará klasická teleskopická vidlica. Každému z týchto typov odpruženia boli pridelené príslušné kinematické schémy a rovnice. Rovinná parametrizácia prebehla cez program Microsoft Excel, kde výstupy z tohto programu sú príslušné grafy – pohyb zadného kolesa vzhľadom k šlapaciemu stredu, pohyb odpruženia smerom do tlmča vzhľadom k šlapaciemu stredu a pákový pomer, ktorý bol vyneseny z týchto dvoch charakteristík. Ďalej je vyneseny pohyb zadného kolesa pri zmene zdvihu prednej teleskopickej vidlice. Vstupné parametre z rovinných parametrických modelov boli prenesené do 3D priestoru za použitia



programu Autodesk Inventor. Aj rovinná parametrizácia aj priestorová parametrizácia spolu naraz reagujú na zmenu vstupného parametru v rovine.

3.1 Priame jednočapové zavesenie zadnej stavby

Pre tvorbu parametrického modelu priameho jednočapového zavesenia zadnej stavby som si ako príklad použiteľných prvotných rozmerov zobral bicykel od značky Orange, model Alpine 160. Jedná sa o priamy jednočapový systém odpruženia, perfektne použiteľný pre môj účel modelu.

Rozmery a geometriu potrebnú k vyhodnoteniu som zobral priamo zo stránky výrobcu. Najpodstatnejšie rozmery z ktorými budem pracovať sú **rozmer reťazovej vzpery** (chainstay), **rozmer zdvihu zadného kolesa v rámci odpruženia** (rear travel). Budem pracovať s najpoužívanejším rozmerom rámu, veľkosť M. Podľa týchto rozmerov bol prostredníctvom programu Autodesk Inventor vytvorený 3D – CAD model celoodpruženého horského bicykla s uchytením zadného kolesa na priamy jednočapový systém. Podľa priloženého obrázka vytvoreného 3D modelu č. 16, sú použité rozmery:

Počiatočná geometria	Hodnota	Jednotka
Reťazová vzpera (chainstay length)	468,34	mm
Zdvih zadného kolesa (rear travel)	160	mm
Hlavový uhol (head angle)	65	°
Sedlový uhol (seat tube angle)	72,5	°
Rázvor (wheelbase)	1251,13	mm
Výška (stack)	631,5	mm
Dosah (reach)	434,11	mm

Tabuľka 1 – Rozmery a geometria bicyklu Orange Alpine 160 [8]

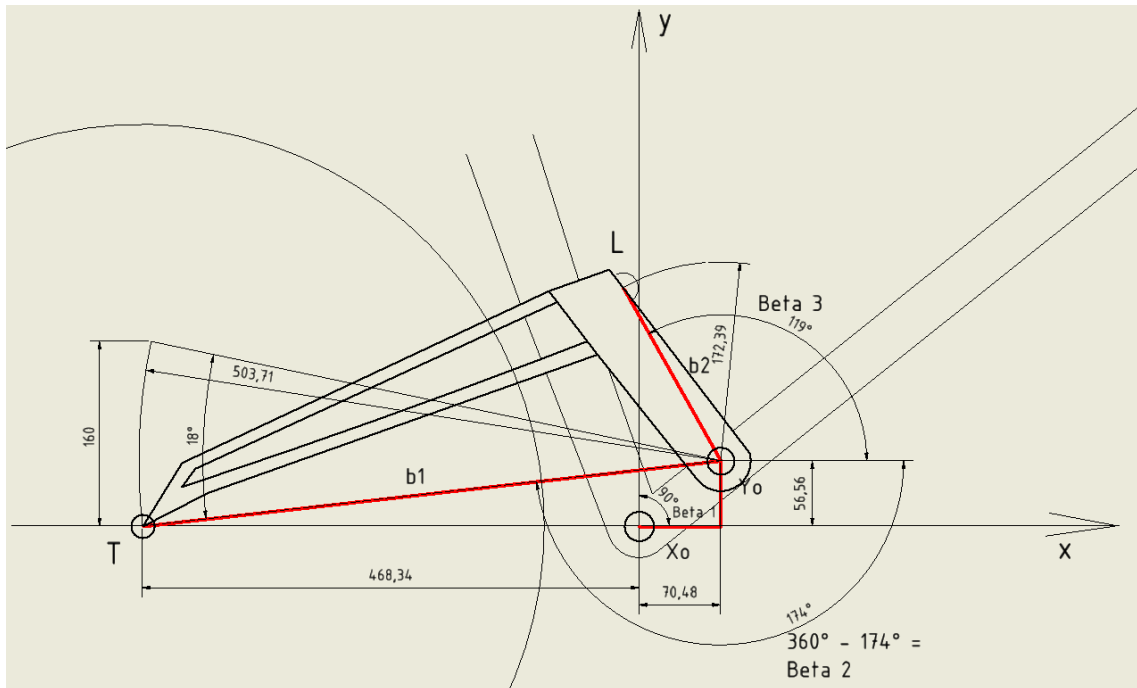


Obrázok 16 Model a vyznačená geometria bicyklu Orange Alpine 160 [8]



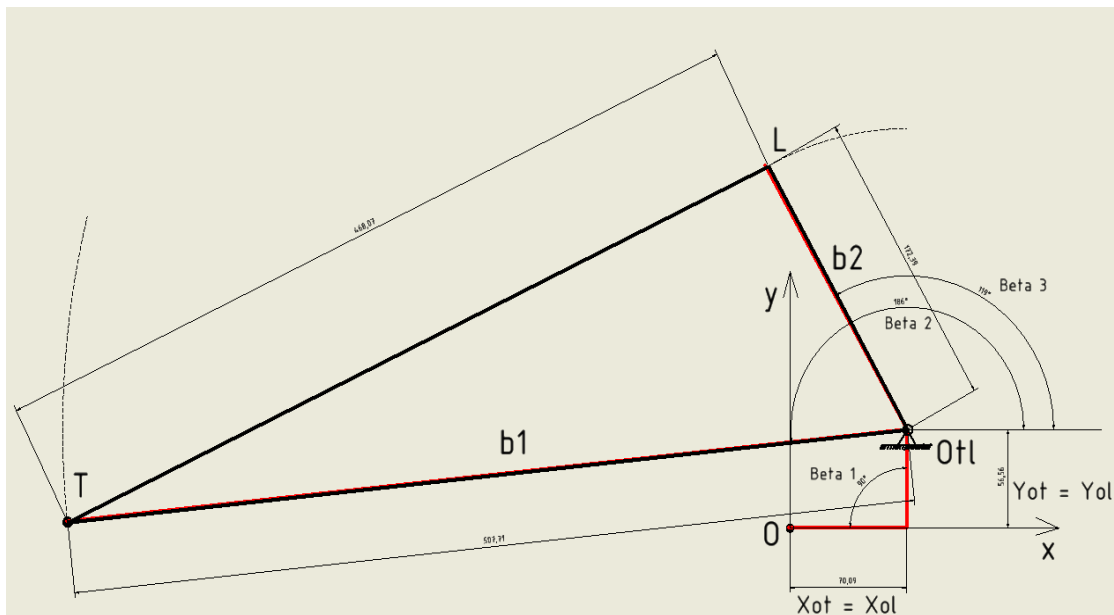
3.1.1 Kinematická schéma

Schématické rozloženie vektorov pohybu, ako kývných ramien vzťahovaných na šlapací stred posudzovaného bicykla. V nasledovnej schéme, a aj v obr. č. 17, sa vyskytujú dva hlavné parametre b_1 , b_2 , a dva vedľajšie parametre x_0 a y_0 .



Obrázok 17 Schéma základných rozmerov jednočapového zavesenia zadnej stavby

Pre kompletnú analýzu, som vyňal z tohto rovinného modelu kinematickú schému, ktorá je vlastne tuhý rotujúci trojuholník uchytený na jednej rotačnej väzbe v bode O_{tl} .



Obrázok 18 Kinematická schéma pohybu jednočapového zavesenia zadnej stavby



Okolo bodu O_{tl} rotujú dve ramená b_1 a b_2 , ktoré majú vzhľadom na seba konštantnú polohu. Trajektória pohybu je vyjadrená prerušovanou čiarou za vzniknutými koncovými bodmi týchto dvoch ramien, bod T a bod L. Bod T sa nachádza v osi zadného kolesa a bod L sa nachádza v úchytnom bode tlmiča, kde sa nachádza taktiež čap. V prvom kroku, som sa súradnicovou transláciou dostal zo šlapacieho stredy (bodu O) do bodu hlavného otočného čapu celého systému (bod O_{tl}). Následne som sa z bodu O_{tl} vektorovo presunul do posudzovaného miesta pohybu, do bodu T. Pohyb bodu T, má ako jediný význam posudzovať vzhľadom k šlapaciemu stredy O, pretože svojím pohybom vytvára krivku pohybu, ktorú ako jedinú jazdec skutočne „pocíti“ počas jazdy. Trajektóriu pohybu bodu L budem vzťahovať ku hlavnému otočnému čapu, bodu O_{tl} . Trajektória pohybu týchto dvoch bodov je zobrazená prerušovanou čiarou vytiahnutou od každého posudzovaného bodu.



Obrázok 19 Ukážka posunu zadného kolesa do plného zdvihu

3.1.2 Kinematické rovnice polohy a grafické výstupy

Pre účely vyjadrenia základných charakteristík navrhnutého odpruženia, som z kinematickej schémy vyniesol rovnice polohy bodu T a bodu L pre posudzovaný jednočapový systém odpruženia. Vychádzam z predpokladu, že zdvih zadného kolesa je navrhnutý na hodnotu 160 mm. Tým pádom sa celý zadný trojuholník (celá zadná stavba) pohybuje o 18° v každom bode okolo hlavného čapu. Počiatočné rozmery a geometria posudzovaného rámu:

$$x_{OT} = x_{OL} = 70,09 \text{ mm}$$

$$\beta_1 = 90^\circ$$

$$y_{OT} = y_{OL} = 56,56 \text{ mm}$$

$$\beta_2 = 119^\circ$$

$$b_1 = 507,7 \text{ mm}$$

$$\beta_3 = 186^\circ$$

$$b_2 = 172,39 \text{ mm}$$

Kinematické rovnice polohy pre priamy jednočapový systém:



Pre bod T:

$$x_t = x_o * \sin\beta_1 + y_o * \cos\beta_1 + b_1 * \cos\beta_2 \quad (3.1.1)$$

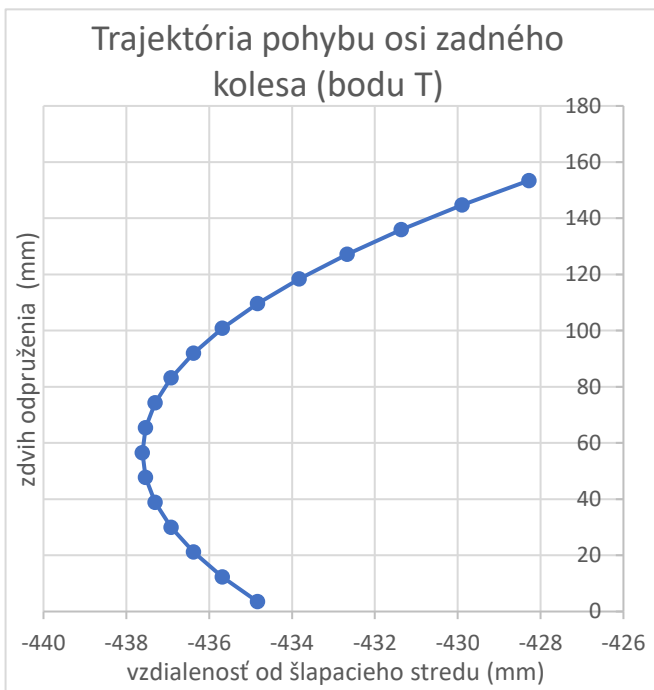
$$y_t = x_o * \cos\beta_1 + y_o * \sin\beta_1 + b_1 * \sin\beta_2 \quad (3.1.2)$$

Pre bod L:

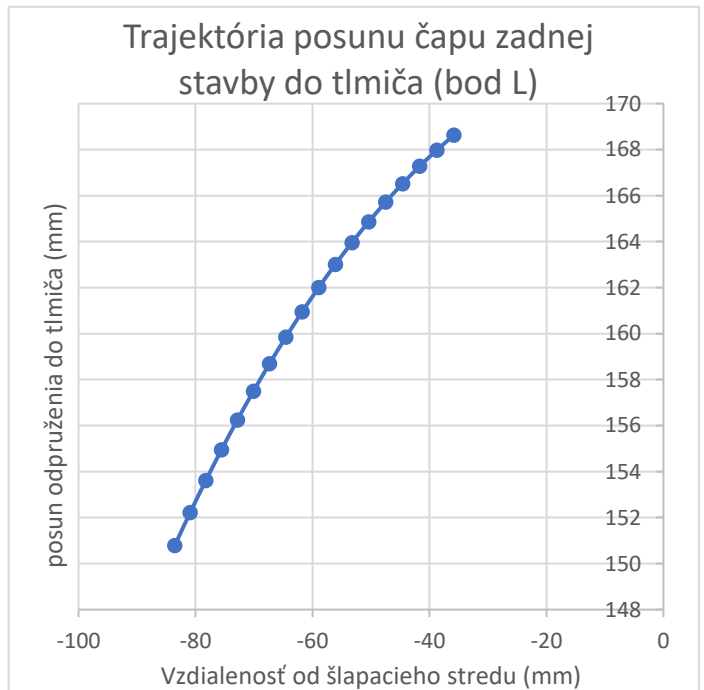
$$x_L = b_2 * \cos\beta_3 \quad (3.1.3)$$

$$y_L = b_2 * \sin\beta_3 \quad (3.1.4)$$

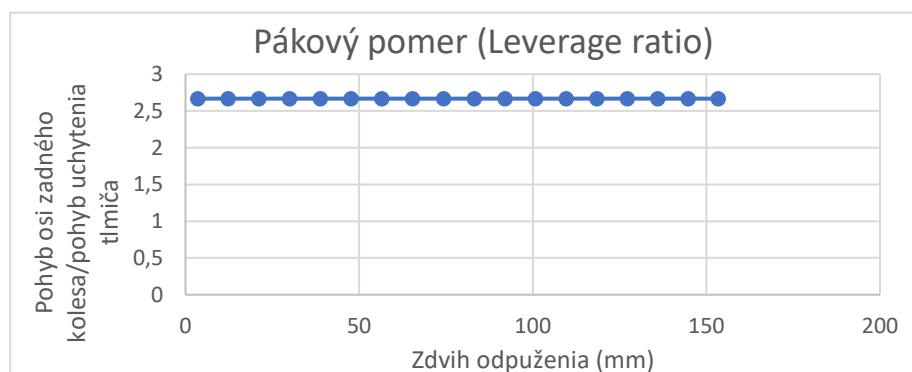
Rovnice som spracoval a graficky vyniesol v programe Microsoft Excel. Grafický výstup pohybu bodu T a bodu L prikladám v grafe č. 1 a grafe č. 2.



Graf 1 Trajektória pohybu bodu T vzťahovaná ku šlapaciemu stredy bicykla



Graf 2 Trajektória pohybu bodu L vzťahovaná ku hlavnému čapu O_H



Graf 3 Pákový pomer jednočapového zavesenia zadnej stavby



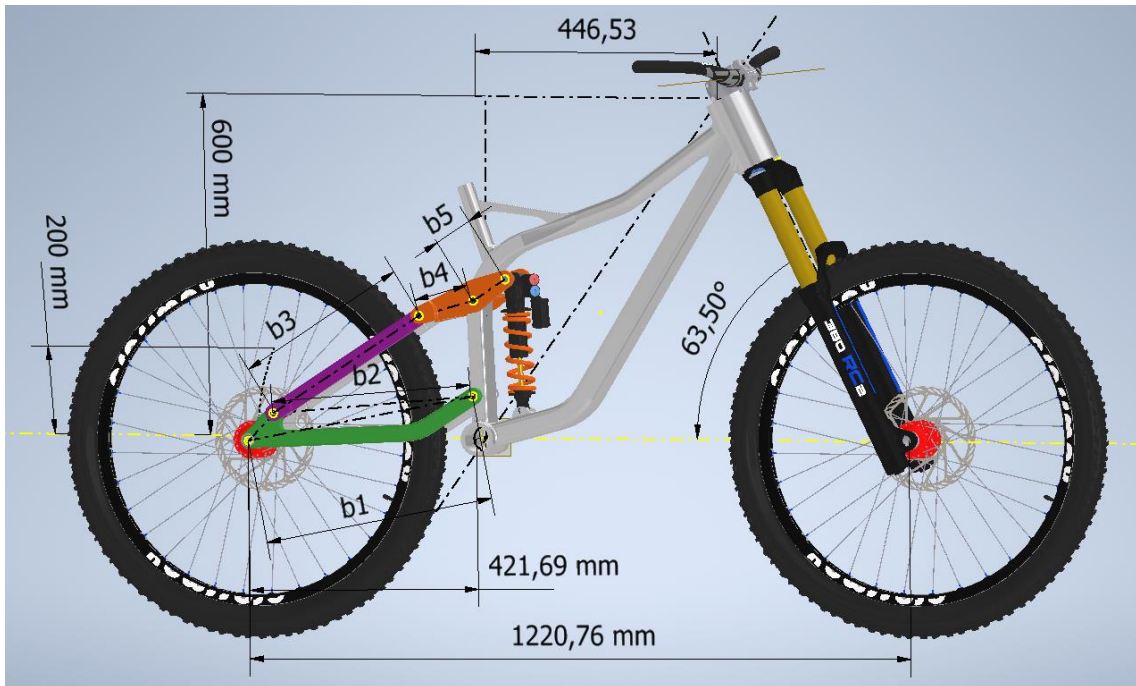
Z trajektórie bodu T, môžeme vidieť, že zadné koleso sa vzhľadom na šlapací stred bude pohybovať v prvej polovici zdvihu smerom od šlapacieho stredu, a následne, ako dosiahne odpruženie zdvih 60 mm, trajektória postupne prechádza do lineárneho pohybu smerom ku šlapaciemu stredu. Čím by sme posúvali hlavný otočný čap bližšie k šlapaciemu stredu (tz. skracovali hodnoty X_0 a Y_0), tým by sa priebeh trajektórie zadného kolesa viac podobal na časť kružnice.

Z grafu č.1 vieme zistiť dĺžku natiahnutia reťaze pri stlačení odpruženia, tkz. chain - grow. Ide o dĺžku, ktorá zároveň spôsobuje neprijemný ráz do pedálov od reťaze pri stlačení odpruženia. Vypočíta sa ako rozdiel počiatkovej vzdialenosti a najväčšej dosiahnutej vzdialenosti od šlapacieho stredu. Pri rozoberanom ráme postaveného na platforme priameho jednočapového zavesenia zadnej stavby ide o dĺžku 2,79 mm, a teda tento jav sa bude prejavovať minimálne.

Priebeh pákového pomeru počas celého priebehu zdvihu pri tomto type odpruženia je konštantný a vychádza okolo 2,6. Môžeme vidieť jednoduchosť a linearitu tohto typu odpruženia, ale aj obmedzenosť akokoľvek modifikovať pákovú krivku odpruženia.

3.2 Prepákovévané jednočapové zavesenie zadnej stavby

Ako nasledujúcu parametrizáciu som si vybral jeden z ďalších základných typov zavesenia zadnej stavby – prepákovévané jednočap. Ako príklad vzorovej geometrie som použil celoodpružený bicykel od značky Kona, model Operator. Jedná sa o zjazdový bicykel so zdvihom zadného kolesa až 200 mm. Vybraté sú znova najpodstatnejšie rozmery pre účel vytvorenia parametrického modelu tohto typu odpruženia.



Obrázok 20 Model a použitá geometria od značky Kona [9]

Pre názornú ukážku trajektórií významných bodov volím veľkosť rámu M. Rozmery použité ďalej v kinematických shémach sú zobrazené z nasledujúcej tabuľky:

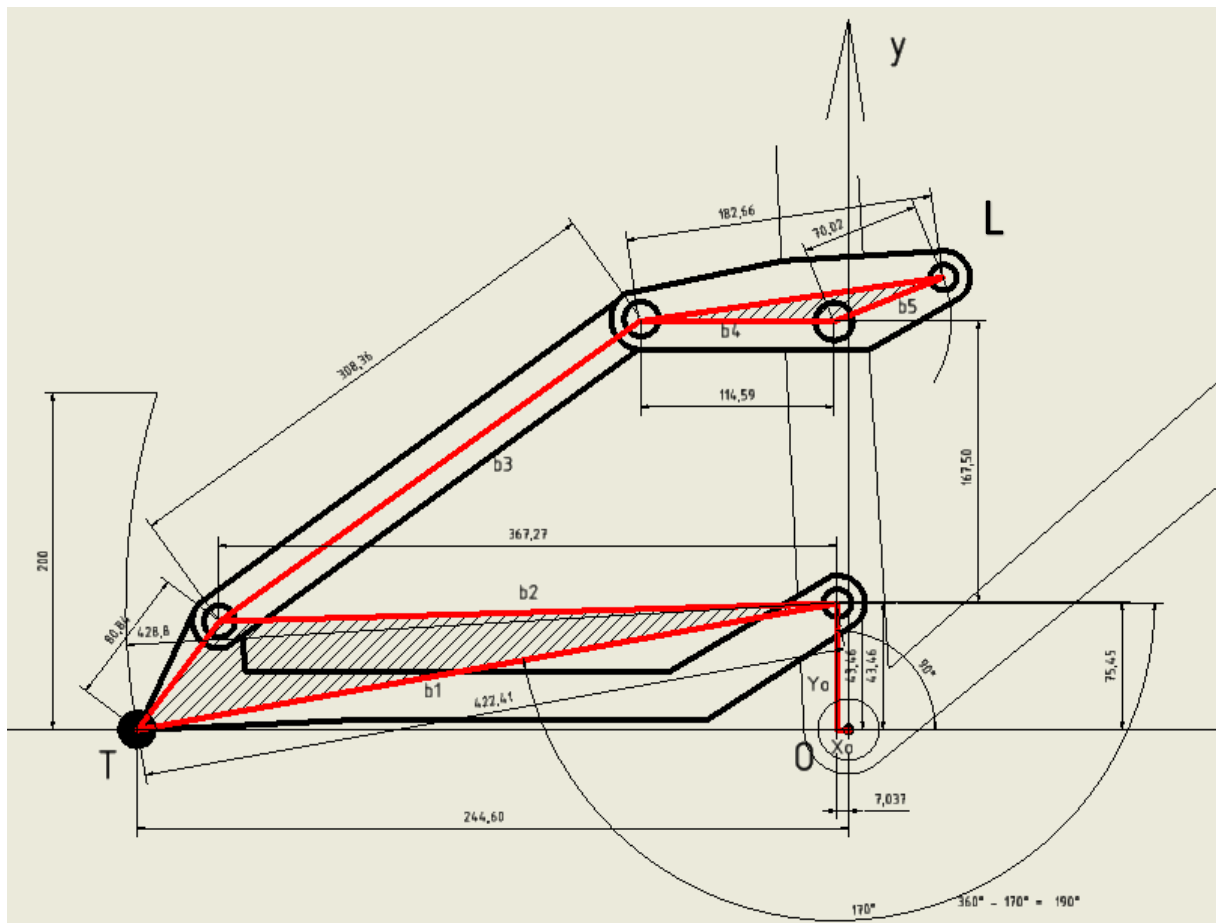
Geometria	Hodnota	Jednotka
Reťazová vzpera (chainstay length)	421,7	mm
Zdvih zadného kolesa (rear travel)	200	mm
Hlavový uhol (head angle)	63,5	°
Sedlový uhol (seat tube angle)	72,5	°
Rázvor (wheelbase)	1225,46	mm
Výška (stack)	600	mm
Dosah (reach)	446,53	mm

Tabuľka 2 – Geometria celoodpruženého bicykla Kona Operator [9]

A parametre b_1 , b_2 , b_3 , b_4 , b_5 , x_{OT} , y_{OT} ktoré tvoria následný vytvorený parametrický model.

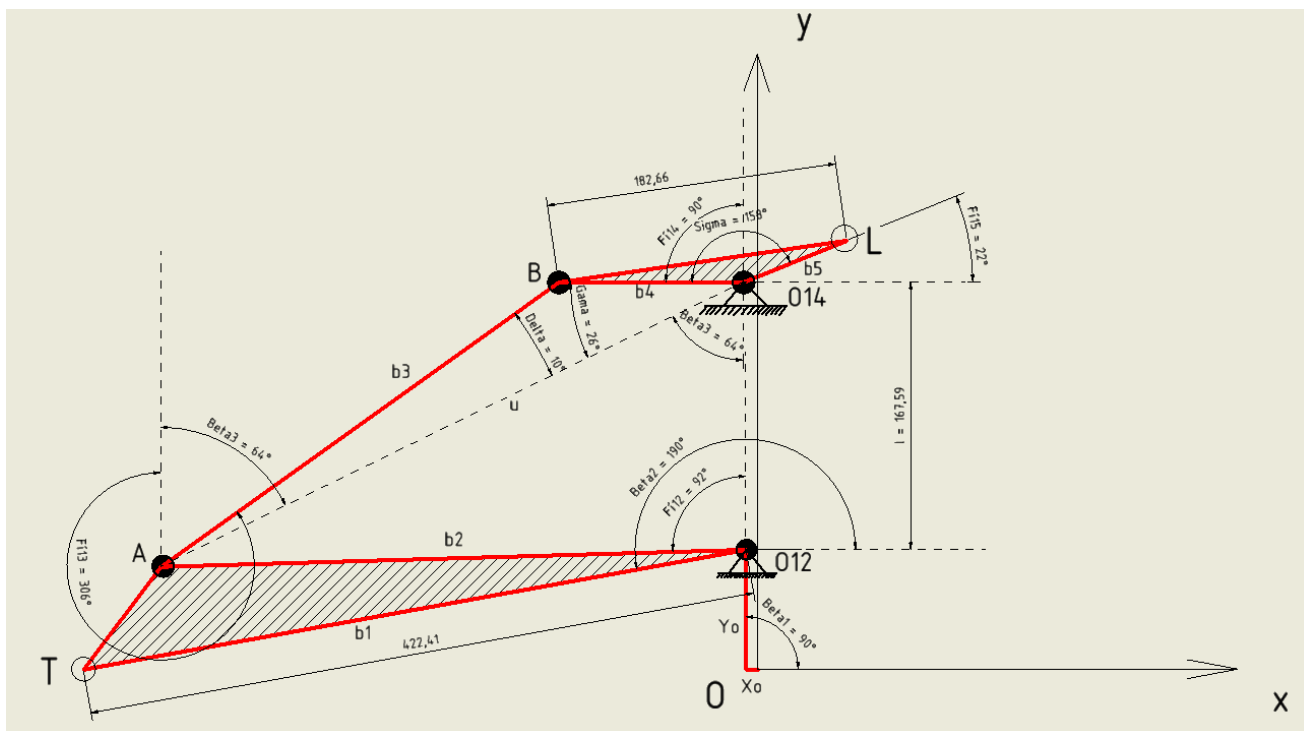
3.2.1 Kinematická schéma

Keďže sa jedná stále o jednočapové zavesenie zadnej stavby s pridaným prepákováním, trakjektória zadného kolesa bude veľmi podobná trajektórii odpruženia so systémom priameho jednočapu, ktorý som rozobral v kapitole 3.1. Podstatná zmena príde až v prípade prepákovania a pohybu bodu L, teda pohybu uchytenia tlmíča v systéme odpruženia.



Obrázok 21 Schéma rozloženia pohybových vektorov pre pohyb bodu T a L

Pre analýzu, som znova vytvoril kinematickú schému, s dvomi podstavami, ktoré majú rotačné väzby a reprezentujú uchytenia celého systému na prednom rámovom trojuholníku. Podobne, ako v prvom prípade priameho jednočapového zavesenia, budem vychádzať zo šlapacieho stredy bicykla označeného v tomto prípade ako O, pretože to je kontaktný bod jazdca s bicyklom. Súradnicovou transláciou sa dostanem do hlavného otočného čapu odpruženia a následne, pohybovými vektormi, ktorých závislosť som uhlovo vyjadril, sa dostanem do bodu T a bodu L. Bod T reprezentuje os zadného kolesa a bod L reprezentuje uchytenie tlmíča do celého systému odpruženia.



Obrázok 22 Kinematická schéma pohybu prepákovaneého jednočapoveého systému odpruženia

3.2.2 Kinematické rovnice a grafické výstupy

Ako je vidieť z kinematickej schémy daného systému odpruženia, jedná sa o štvorkĺbový mechanizmus a ten má jeden stupeň voľnosti. To znamená, že poloha celého mechanizmu je definovaná jednou nezávislou súradnicou. V našom prípade, budem voliť nezávislú súradnicu ako uhol φ_{12} , ktorý sa nachádza pri rotačnej podstave O_{12} . Zvolený vzorový príklad celoodpruženeého bicykla, Kona Operator, má nasledujúce počiatočné a odvodené rozmery a uhly podľa obrázka č. 22:

$$x_{OT} = x_{OL} = 7,037 \text{ mm}$$

$$b_4 = 114,59 \text{ mm}$$

$$y_{OT} = y_{OL} = 75,45 \text{ mm}$$

$$b_5 = 70,02 \text{ mm}$$

$$b_1 = 422,41 \text{ mm}$$

$$\beta_1 = 90^\circ$$

$$b_2 = 367,27 \text{ mm}$$

$$\beta_2 = 190^\circ$$

$$b_3 = 308,36 \text{ mm}$$

$$\varphi_{12} = 92^\circ$$

Uhol váhadla σ (medzi ramenami b_4 a b_5) = 158°



Zdvih zadného kolesa po trajektórii bodu T je 200 mm. Bod T pri prekonaní dráhy 200 mm po kružnici opísanej reťazovou vzperou (chainstay) sa pohne o 27° vzhľadom k hlavnému otočnému čapu, označeného ako O_{12} .

Tlmič navrhnutý pre posudzovaný celoodpružený bicykel má rozmer 200x57 mm. To znamená, že funkčná dĺžka tlmiča je 57 mm, a práve túto dĺžku, budem brať ako veľkosť dráhy, ktorú musí prejsť bod L. Bod L sa okolo rotačnej podstavy O_{14} otočí o 54° , aby dosiahol plné zanorenie tlmiča do zdvihu.

Pre pohyb bodu T:

$$x_t = x_o * \sin\beta_1 + y_o * \cos\beta_1 + b_1 * \cos\beta_2 \quad (3.2.1)$$

$$y_t = x_o * \cos\beta_1 + y_o * \sin\beta_1 + b_1 * \sin\beta_2 \quad (3.2.2)$$

Pre pohyb bodu L:

Pre výpočet polohy bodu L použijem trigonometrickú metódu a rozdelíme si prepákovanie na trojuholníky.

Kosínusová veta v trojuholníku $AO_{12}O_{14}$

$$u = \sqrt{b_2^2 + l^2 - 2 * l * b_2 * \cos\varphi_{12}} \quad (3.2.3)$$

Sínusová veta v trojuholníku $AO_{12}O_{14}$

$$\frac{\sin\varphi_{12}}{u} = \frac{\sin\beta_3}{b_2} \quad (3.2.4)$$

$$\beta_3 = \arcsin \frac{b_2 * \sin\varphi_{12}}{u} \quad (3.2.5)$$

Kosínusová veta v trojuholníku ABO_{14}

$$b_3^2 = u^2 + b_4^2 - 2 * b_4 * u * \cos\gamma \quad (3.2.6)$$

$$\gamma = \arccos \frac{u^2 + b_4^2 - b_3^2}{2 * b_4 * u} \quad (3.2.7)$$

Sínusová veta v trojuholníku ABO_{14}

$$\frac{\sin\delta}{b_4} = \frac{\sin\gamma}{b_3} \quad (3.2.8)$$



$$\delta = \arcsin \frac{b_4 \cdot \sin \gamma}{b_3} \quad (3.2.9)$$

Z toho vyplíva:

$$\varphi_{13} = \delta - \beta_3 = \left(\arcsin \frac{b_4 \cdot \sin \gamma}{b_3} \right) - \left(\arcsin \frac{b_2 \cdot \sin \varphi_{12}}{u} \right) \quad (3.2.10)$$

$$\varphi_{14} = \beta_3 + \gamma = \left(\arcsin \frac{b_2 \cdot \sin \varphi_{12}}{u} \right) + \left(\arccos \frac{u^2 + b_4^2 - b_3^2}{2 \cdot b_4 \cdot u} \right) \quad (3.2.11)$$

Zjednodušiť môžeme dané rovnice až do podoby čistej zdvihovej závislosti, kedy poznáme vstupný uhol φ_{12} a chceme vedieť výstupný úhol φ_{14} horného váhadla ozančeného ako rameno b_4 na tvar:

$$\begin{aligned} \varphi_{14} = \arccos \left(\frac{b_3^2 - b_4^2 - l^2 - b_2^2 + 2 \cdot l \cdot b_2 \cdot \cos(\varphi_{12})}{2 \cdot b_4 \cdot \sqrt{l^2 + b_2^2 - 2 \cdot l \cdot b_2 \cdot \cos(\varphi_{12})}} \right) \\ + \arctg \left(\frac{-b_2 \cdot \sin(\varphi_{12})}{l - b_2 \cdot \cos(\varphi_{12})} \right) \end{aligned} \quad (3.2.12)$$

Ďalej vyjadrím uhol pod váhadlom φ_{15} , ktorý opisuje bod L po kružnici s polomerom o veľkosti b_5 a zatláča tlmič do zdvihu ako závislosť na uhle φ_{14} :

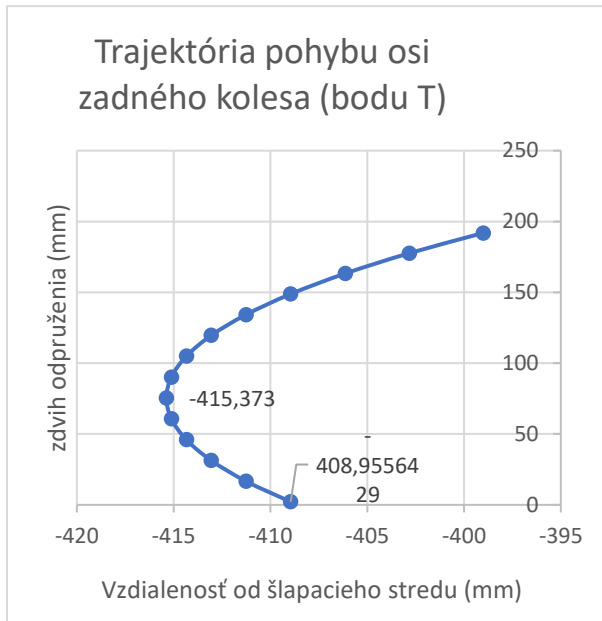
$$\varphi_{15} = 270^\circ - \sigma - (180^\circ - \varphi_{14}) \quad (3.2.13)$$

Výsledné rovnice polohy pre trajekóriu bodu L vzhľadom k rotačnej podstave O_{14} okolo ktorej bod rotuje, môžeme zapísať ako:

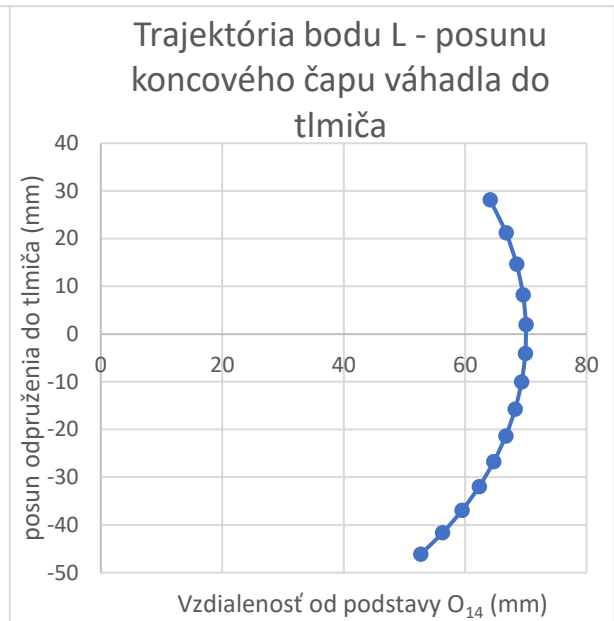
$$x_L = b_5 \cdot \cos \varphi_{15} \quad (3.2.14)$$

$$y_L = b_5 \cdot \sin \varphi_{15} \quad (3.2.15)$$

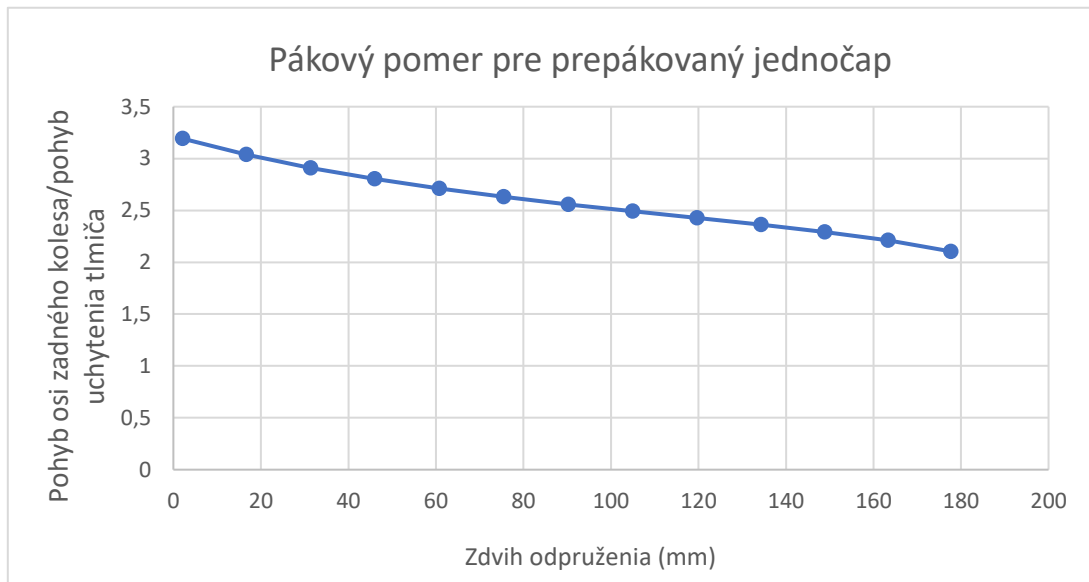
Z nasledujúcich rovníc som pre vzorový príklad prepákovaneého jednočapového odpruženia zadnej stavby (Kona Operator) vyniesol trajektórie pohybu všetkých významných bodov v systéme odpruženia.



Graf 4 Trajektória pohybu bodu T vzťažená ku šlapaciemu stredu bicykla



Graf 5 Trajektória pohybu bodu L vzťažená ku rotačnej podstave O_{14}



Graf 6 Pákový pomer prepákováného jednočapového zavesenia zadnej stavby



Obrázok 23 Ukážka plného zanorenia zdvihu zadnej stavby



Čap na rotačnej podstave O_{12} je voči šlapaciemu strediu O posunutý výrazne smerom nahor do rámu a mierne do zadu k zadnému kolesu. Toto posunutie je realizované najmä kvôli konštrukcii zadného zavesenia a vedenia zadného kolesa vykreslenou trajektóriou bodu T , tak aby zadné koleso nenarážalo pri práci systému odpruženia o predný rámový trojuholník bicykla. Z grafu č. 4, ale môžeme vidieť ako chain – grow bude ovplyvňovať tento typ zavesenia zadného kolesa. Dĺžka chain – growu pri danom dizajne je 7 mm. Táto hodnota však bude výrazne ovplyvňovať komfort chodu zavesenia len pri väčších nárazoch s veľkou frekvenciou.

Z grafu č. 6, môžeme vidieť relatívne lineárne klesajúcu krivku pákového pomeru počas zdvihu odpruženia. Tento priebeh hodnotíme ako progresívny dizajn odpruženia, čo znamená postupné ťažšie stláčanie tlmiča reakciou kolesa na nerovnosť skrz odpruženie. Výsledný pákový pomer, bude do istej miery kompenzovať neželaný ráz do pedálov od reťaze spôsobený chain – growom. Systém odpruženia bude lineárne tvrdnúť počas veľkých nárazov a zabráni zbytočne veľkému zanáraniu systému odpruženia do zdvihu a tým aj natáhovaniu reťaze počas pruženia.

3.3 Štvorčapové zavesenie zadnej stavby

Ako posledný typ odpruženia na analýzu a zhotovenia parametrického rovinného modelu, som si vybral štvorčapové zavesenie zadnej stavby. Ako vzorový príklad použitej geometrie, som vybral jazdový celoodpružený bicykel, ktorý používa daný typ odpruženia. Jedná sa o bicykel značky Scott, model Gambler. Postup je podobný ako v kapitole 3.1 a 3.2. Znova na účely parametrizácie sú vybraté najpodstatnejšie rozmery.



Obrázok 24 Model so štvorčapovým zavesením zadnej stavby od firmy Scott [11]

Rám o veľkosti M/700 má rozmery zobrať priamo od výrobcu:

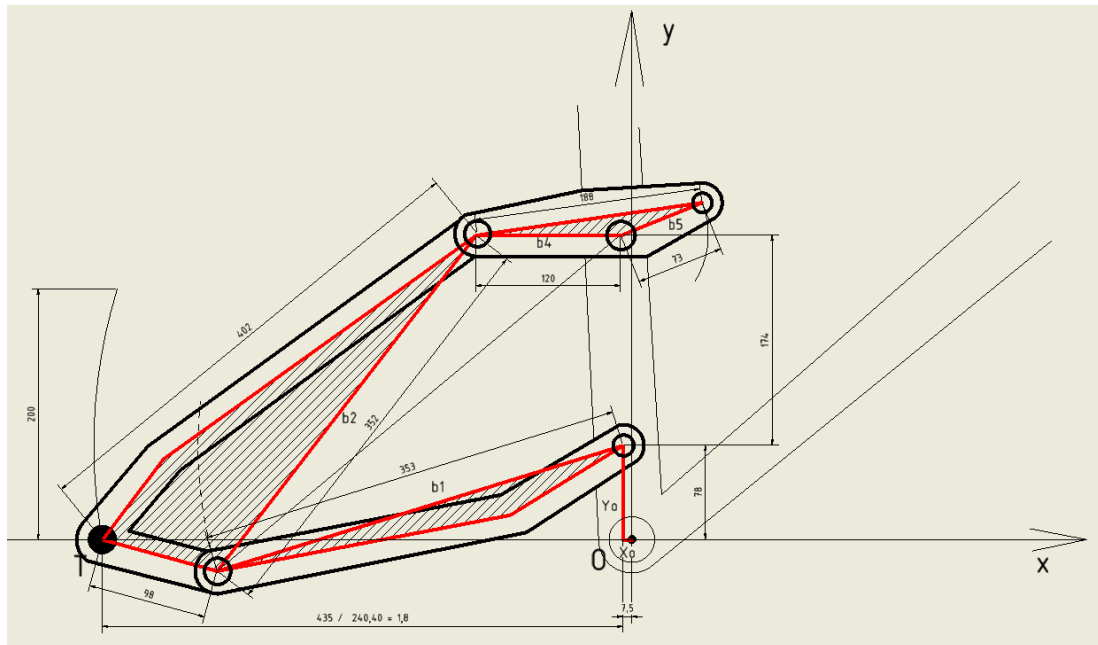
Geometria	Hodnota	Jednotka
Reťazová vzpera (chainstay length)	435,15	mm
Zdvih zadného kolesa (rear travel)	200	mm
Hlavový uhol (head angle)	63,5	°
Sedlový uhol (seat tube angle)	72,5	°
Rázvor (wheelbase)	1235,23	mm
Výška (stack)	600	mm
Dosah (reach)	446,53	mm

Tabuľka 3 – Geometria celoodpruženého bicykla Scott Gambler [11]

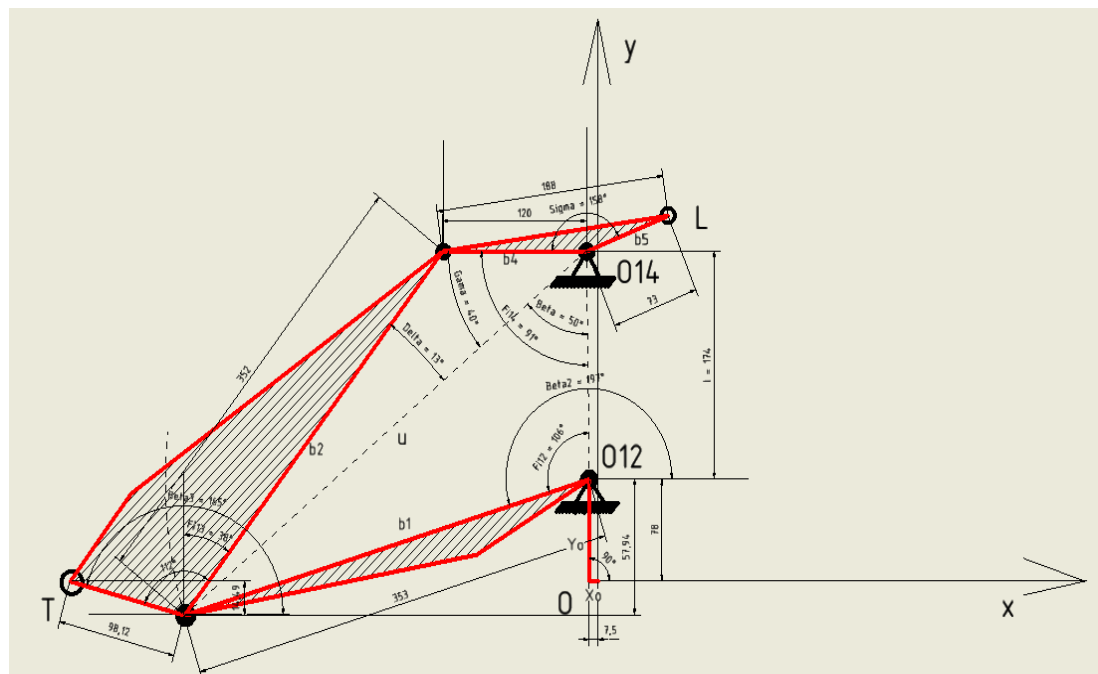
A parametre b_1 , b_2 , b_3 , b_4 , b_5 , x_{OT} , y_{OT} , ktoré tvoria následný vytvorený parametrický model.

3.3.1 Kinematická schéma pohybu

Postup analýzy je rovnaký ako v predošlých dvoch prípadoch. Najprv som vytvoril rovinný model základnej geometrie doplnený o zjednodušenú geometriu posudzovaného zavesenia zadnej stavby.



Obrázok 25 Rozloženie vektorov pohybu bodu T a L



Obrázok 26 Kinematická schéma štvorčapového zavesenia zadnej stavby



3.3.2 Kinematické rovnice polohy a grafické výstupy

Ako je vidieť z kinematickej schémy daného systému odpruženia, jedná sa znova o štvorkĺbový mechanizmus s jedným stupňom voľnosti. Jediným a najzásadnejším rozdielom je miesto uchytenia bodu T. Ten je v tomto prípade uchytený na brzдовú vzperu b_2 . Trajektória bodu T vzťahovaná na šlapací stred už nebude len opísaná časť kružnice reťazovej vzpery b_1 , ale na jej závislosti sa bude podieľať celé prepákovanie daného systému. Poloha celého mechanizmu je definovaná znova jednou nezávislou súradnicou, uhlom φ_{12} , ktorý sa nachádza pri rotačnej podstave O_{12} . Zvolený vzorový príklad celoodpruženého bicykla, v tomto prípade Scoot Gambler, má nasledujúce počiatkové a odvodené rozmery a uhly podľa obrázka č. 26:

$$x_{OT} = x_{OL} = 7,5 \text{ mm} \qquad b_4 = 120 \text{ mm}$$

$$y_{OT} = y_{OL} = 57,94 \text{ mm} \qquad b_5 = 73 \text{ mm}$$

$$b_1 = 353 \text{ mm} \qquad \beta_1 = 90^\circ$$

$$b_2 = 352 \text{ mm} \qquad \beta_2 = 197^\circ$$

$$b_3 = 98,12 \text{ mm} \qquad \varphi_{12} = 106^\circ$$

A rameno b_3 je od ramena b_2 odklonené o uhol 112° .

Keďže sa jedná z kinematického hľadiska o štvorkĺbový mechanizmus, boli pre nasledujúce závislosti odvodené základné vzťahy pre kinetickú analýzu štvorkĺbového mechanizmu trigonometrickou metódou v kapitole 3.2 pre prepákové jednočapové zavesenie zadného kolesa. Nasledujúce vzťahy sú už len upravené základné vzťahy pre účel posúdenia kinematických vlastností rozoberaného štvorčapového zavesenia zadného kolesa.

Zdvihová závislosť uhlu φ_{13} na uhle φ_{12}

$$\varphi_{13} = \arccos \left(\frac{b_2^2 - b_4^2 + l^2 + b_1^2 - 2 * l * b_1 * \cos(\varphi_{12})}{2 * b_2 * \sqrt{l^2 + b_1^2 - 2 * l * b_1 * \cos(\varphi_{12})}} \right) + \arctg \left(\frac{-b_1 * \sin(\varphi_{12})}{l - b_1 * \cos(\varphi_{12})} \right)$$

(3.3.1)



Zdvihová závislosť uhlu φ_{14} na uhle φ_{12}

$$\varphi_{14} = \arccos\left(\frac{b_2^2 - b_4^2 - l^2 - b_1^2 + 2 * l * b_1 * \cos(\varphi_{12})}{2 * b_2 * \sqrt{l^2 + b_1^2 - 2 * l * b_1 * \cos(\varphi_{12})}}\right) + \arctg\left(\frac{-b_1 * \sin(\varphi_{12})}{l - b_1 * \cos(\varphi_{12})}\right) \quad (3.3.2)$$

Uhol pod váhadlom φ_{15} , ktorý opisuje bod L po kružnici s polomerom o veľkosti b_5 a zatláča tlmíč do zdvihu ako závislosť na uhle φ_{14}

$$\varphi_{15} = 270^\circ - \sigma - (180^\circ - \varphi_{14}). \quad (3.3.3)$$

Ešte je potreba vyjadriť uhol β_3 ako zdvihovú závislosť na uhle φ_{13} pre vytvorenie pohybových rovníc bodu T:

$$\beta_3 = (90^\circ - \varphi_{13}) + \varphi_{13} + (112^\circ - \varphi_{13}) \quad (3.3.4)$$

Porom pre polohu bodu T rotujúceho okolo rotačnej podstavky O budú platiť tieto pohybové rovnice

$$x_t = x_o * \sin\beta_1 + y_o * \cos\beta_1 + b_1 * \cos\beta_2 + b_3 * \cos\beta_3 \quad (3.3.5)$$

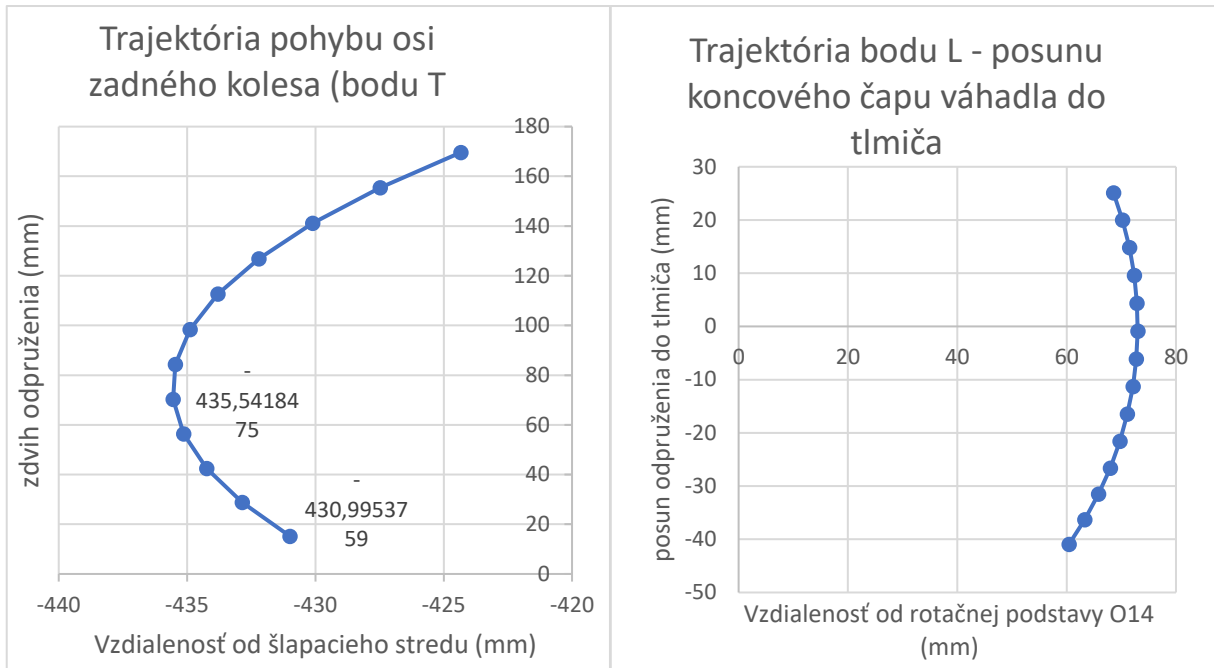
$$y_t = x_o * \cos\beta_1 + y_o * \sin\beta_1 + b_1 * \sin\beta_2 + b_3 * \cos\beta_3 \quad (3.3.6)$$

A pre polohu bodu L rotujúceho okolo rotačnej podstavky O_{14} budú platiť nasledujúce rovnice

$$x_L = b_5 * \cos\varphi_{15} \quad (3.3.7)$$

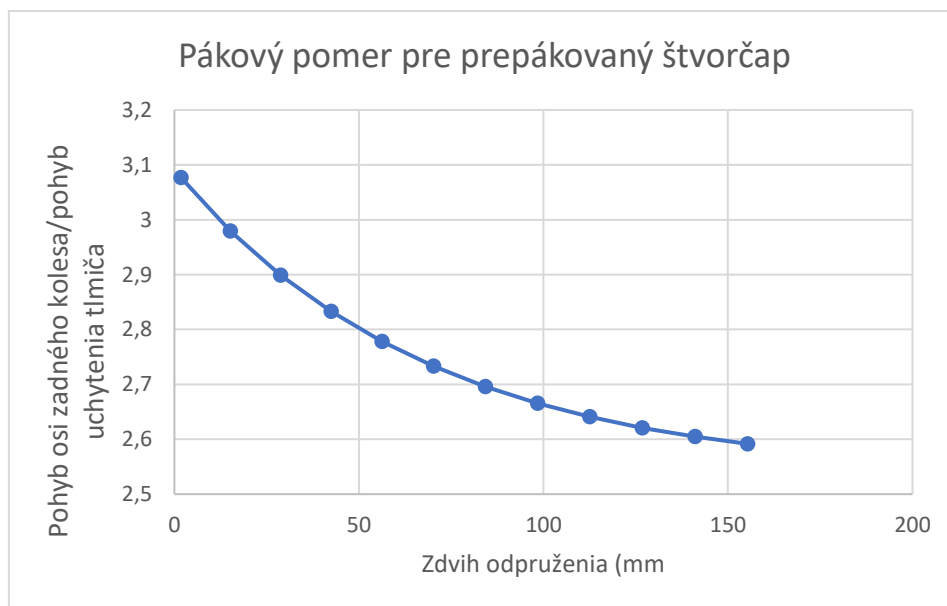
$$y_L = b_5 * \sin\varphi_{15} \quad (3.3.8)$$

Z uvedených pohybových rovníc som pre polohu bodov T a L počas zatlačania systému odpruženia vyniesol nasledujúce grafy. Jedná sa o vzorové grafy pre vzorový bicykel Scott Gambler.



Graf 7 Trajektória pohybu bodu T vzťahovaná ku šlapaciemu stredu bicykla

Graf 8 Trajektória pohybu bodu L vzťahovaná ku rotačnej podstave O₁₄



Graf 9 Pákový pomer prepákovaného jednočapového zavesenia zadnej stavby

Z grafu č. 7 je vidieť, že reťaz sa u štvorčapového zavesenia zadného kola pri dosiahnutí zdvihu 70 mm natiahne o dĺžku 5,54 mm. Jedná sa o menšie číslo ako pri predchádzajúcom dizajne prepákovaného jenočapu. S vyladeným pákovým pomerom, je nežiadúci jav chain – grow pri tomto type zavesenia, takmer zanedbateľný.

Z grafu č. 9 jasne vidieť progresívnu charakteristiku tohto typu zavesenia zadného kola. Z pomerne rýchlo klesajúcej pákovej krivky sa postupne stáva až lineárna

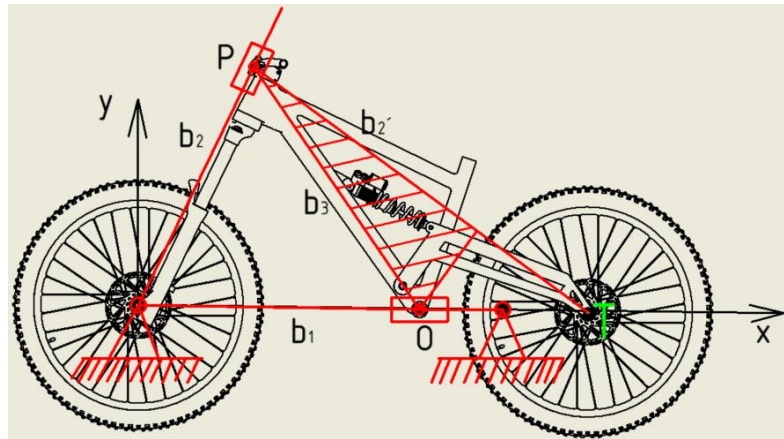


závislosť. Bude to mať za následok predvídateľné vlastnosti odpruženia v prvej polovici zdvihu a výbornú absorpciu veľkých nárazov v druhej polovici zdvihu.

3.4 Vplyv predného odpruženia na zadnú stavbu

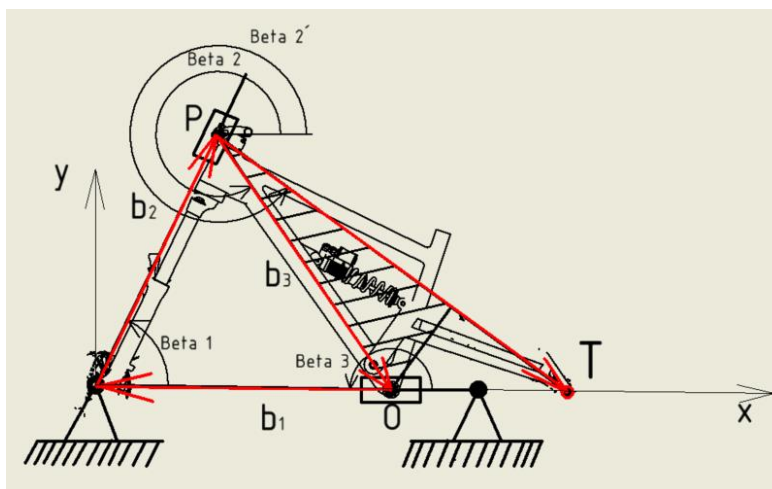
Predné odpruženie je vo všetkých prípadoch vykonávané jednoduchou teleskopickou vidlicou o dĺžke zdvihu 180mm. Teleskopická vidlica koná posuvný pohyb v danom určenom smere ramena hlavového uhla. Pevný bod, od ktorého som doteraz analyzoval samostatný chod zadnej stavby bol šľapač stred, teda bod O . Tohto bodu sa budem držať aj pri posudzovaní predného odpruženia. Od bodu O vytiahnem priamku o_1 (obr. č. 30) do osi riadítok (kontaktný bod s bicyklom), ktorá kolmo na parametrickú os x a y z obrázka č. 27 ,vytína bod P . Znehybnením predného kolesa (tak ako sa to deje pri brzdení) sa bude bod P a taktiež aj bod O pohybovať dvoma pohybmi – posuvným a zároveň rotačným.

Podľa obrázka č. 29 sa pri plnom zanorení zdvihu prednej vidlice bod O pohne do bodu O' posuvným pohybom a zároveň sa otočí rotačným pohybom. Pri



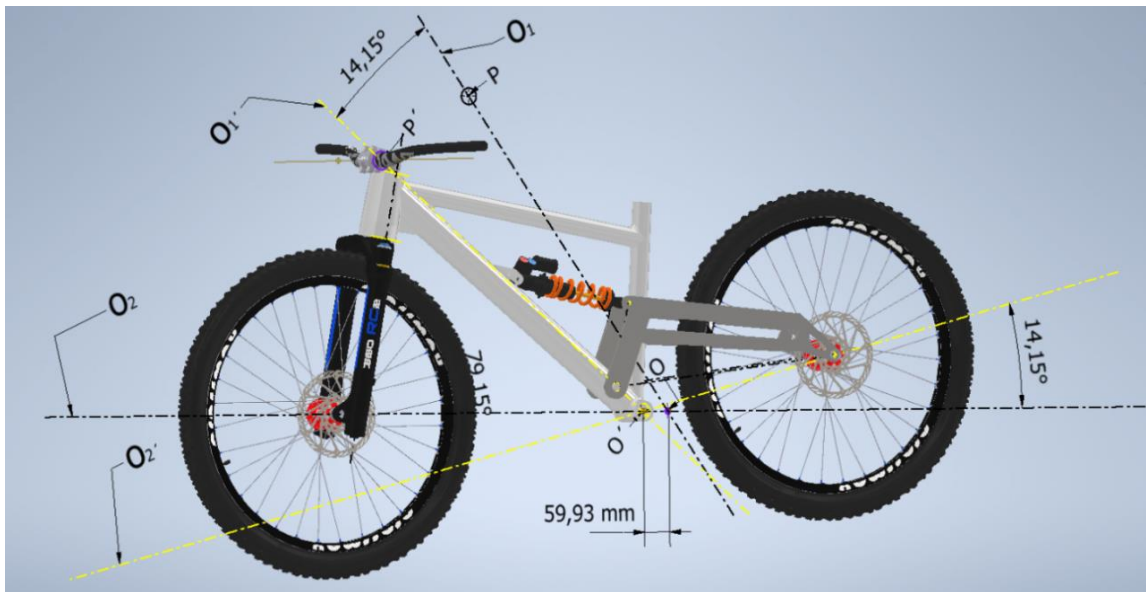
Obrázok 27 Kinematická schéma pohybu prednej vidlice

každom posudzovanom parametrickom modeli ide o rovnaký princíp pohybu, akurát s inými parametrami pohybu. Preto som si pohyb vyjadril všeobecnými pohybovými



Obrázok 28 Rozloženie vektorov pohybu pri posudzovaní prednej vidlice

rovnícami a následne zisťoval polohu bodu T (osky zadného kolesa) pre daný prípad zadného zavesenia.



Obrázok 29 Model so zafixovaným predným kolesom na posúdenie vplyvu prednej teleskopickkej vidlice

3.4.1 Kinematické rovnice polohy a grafické výstupy

Vo všeobecnosti platia pre pohyb daného telesa z obrázka č. 28 nasledovné rovnice:

$$x: b_1 * \cos\beta_1 + b_2 * \cos\beta_2 + b_3 * \cos\beta_3 = 0 \quad (3.4.1)$$

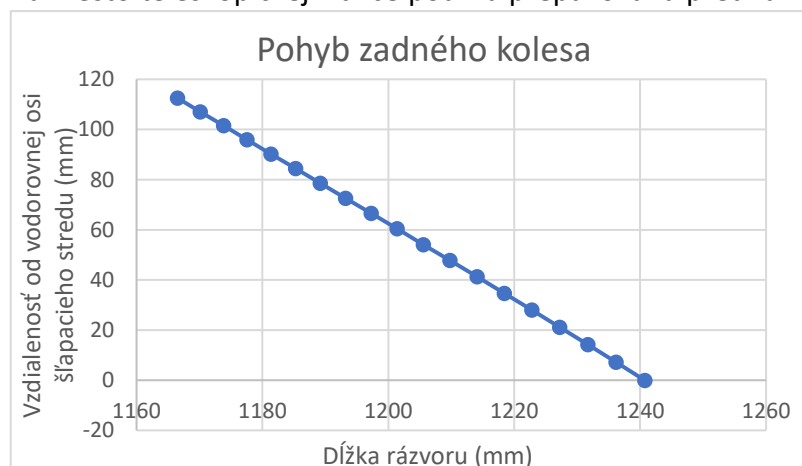
$$y: b_1 * \sin\beta_1 + b_2 * \sin\beta_2 + b_3 * \sin\beta_3 = 0 \quad (3.4.2)$$

Pre okamžitú polohu bodu T potom platí podľa obrázka č. 28:

$$x_T = b_1 * \cos\beta_1 + b_2 * \cos\beta_2' \quad (3.4.3)$$

$$y_T = b_1 * \sin\beta_1 + b_2 * \sin\beta_2' \quad (3.4.4)$$

Výsledný pohyb bodu T (zadného kolesa) vyzerá lineárne pre každý posudzovaný model. Je to podmienené použitím teleskopickkej vidlice pre predné odpruženie. Ak by sa namiesto teleskopickkej vidlice použila prepákovávaná predná vidlica, graf č. 10 by vyzeral



zásadne rozdielne.

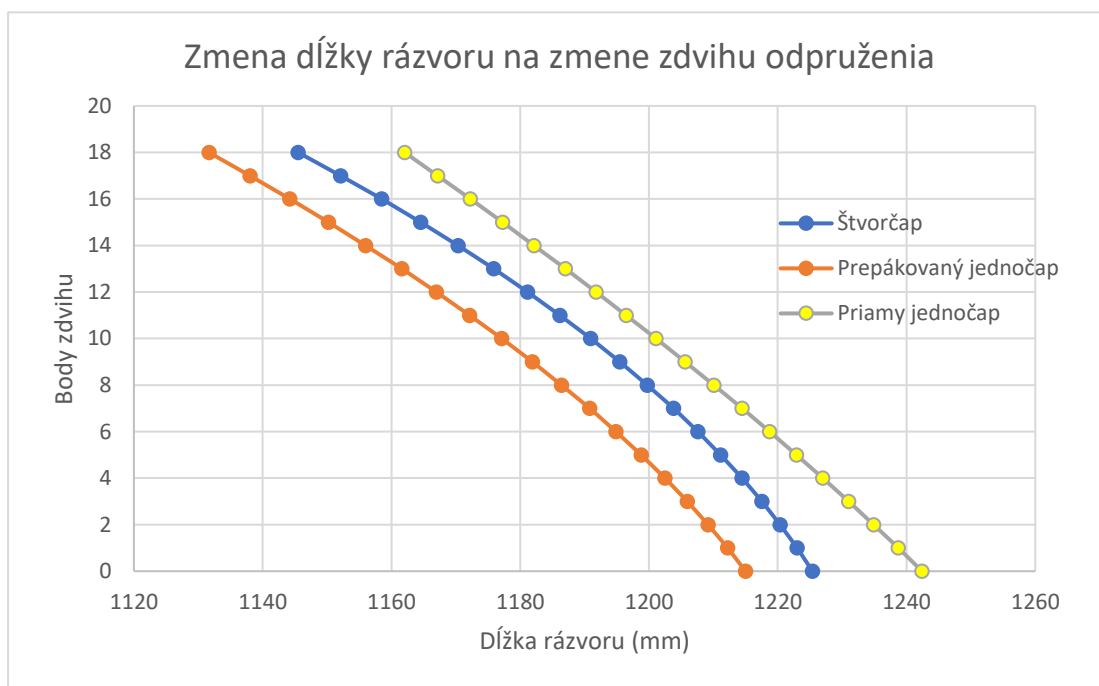
Graf 10 Pohyb osi zadného kolesa vzhľadom ku pruženiu prednej vidlice



3.5 Porovnanie výsledkov

3.5.1 Chod predného a zadného odpruženia súčasne

Pri súčasnom zanáraní predného aj zadného odpruženia do zdvihu sa najmä mení parameter, ktorý má zásadný vplyv na stabilitu posudzovaného bicykla – rázvor kolies. Rázvor kolies, ako už bolo spomínané v teoretickej časti práce, je vzdialenosť osí predného a zadného kolesa. Na určenie priebehu zmeny dĺžky rázvoru kolies pri každom type zavesenia zadnej stavby som zobral závislosť pohybu zadného kolesa ku danému typu zavesenia a závislosť pohybu prednej vidlice na zmene dĺžky rázvoru kolies. Tieto dve závislosti som preložil do 18 spoločných bodov zdvihu a vznikol mi nasledujúci graf.

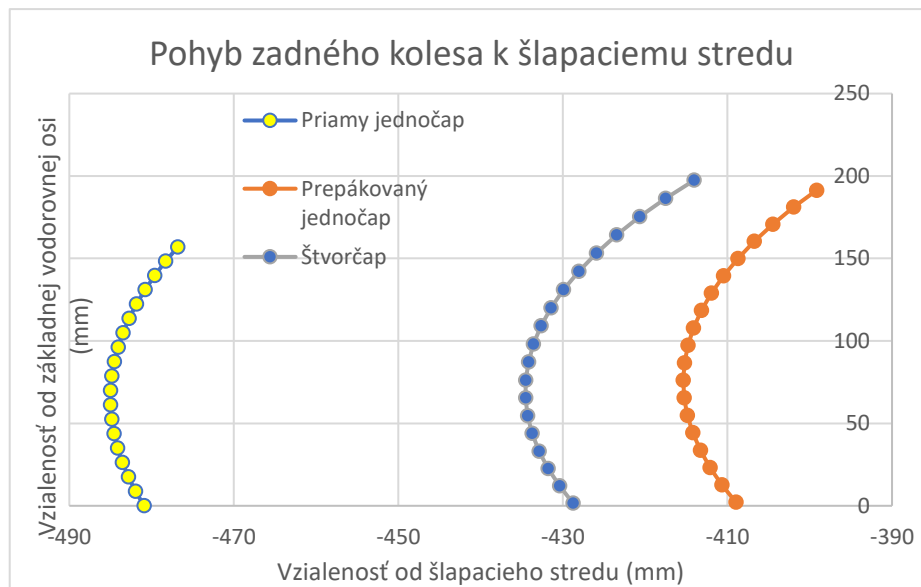


Graf 11 Zmena dĺžky rázvoru na zmene zdvihu odpruženia

Z grafu je vidieť, že najstabilnejší pri vysokých rýchlostiach by bol rám s použitím priameho jednočapového systému uchytenia zadného kolesa kvôli nutnosti konštrukcie s najdlhším rázvorom kolies. Najobratnejší, teda s najväčšou schopnosťou rýchlo reagovať na zmeny smeru, sa javí rám s použitím prepákového jednočapového systému uchytenia zadnej stavby. Štvorčapové uloženie zadného kolesa vytvára prienik týchto dvoch vystihnutých vlastností u jeho oponentov. Zároveň je pri štvorčapovom uložení zadného kolesa ako jedinom, možnosť korigovateľnosti tejto závislosti, keďže dĺžku reťazovej vzpery ovplyvňujú naraz štyri parametre b_1, b_2, b_3, b_4 . U jednočapových systémoch túto závislosť ovplyvňuje len jeden parameter a to b_1 .

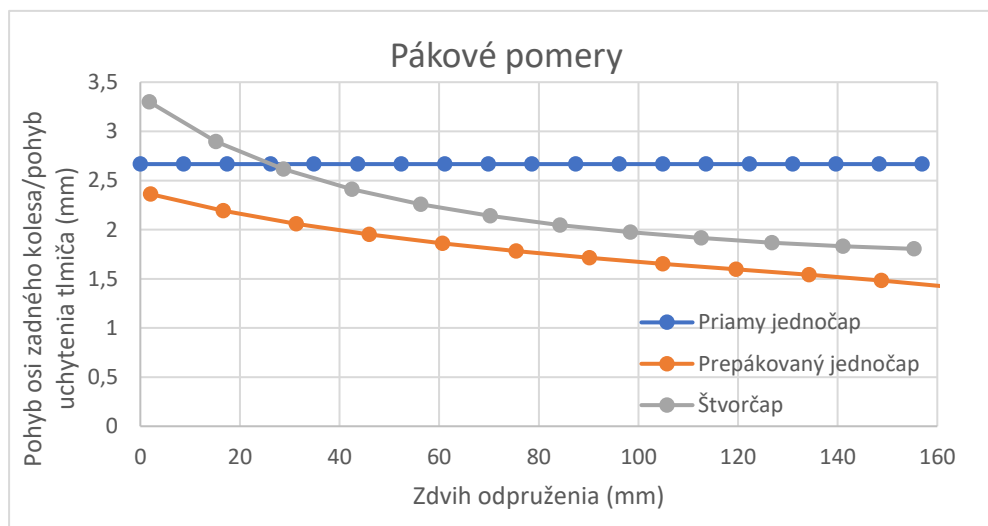


3.5.2 Pohyb osi zadného kola k šlapaciemu stredu



Graf 12 Pohyb zadného kola k šlapaciemu stredu

3.5.3 Porovnanie pákových pomerov



Graf 13 Porovnanie pákových pomerov

Z priloženého grafu č. 12 a 13, je vidieť, že štvorčapové zavesenie zadnej stavby má najviac korigovateľnú krivku a charakter chodu zadného kola. Je to podmienené najmä prítomnosťou čapu umiestneného na reťazovej vzpere zadnej stavby.



4 Záver

Na začiatku práce bola vysvetlená konštrukcia náprav na vozidlách a uvedené výhody použitia zavesenej zadnej stavby u celoodpruženého horského bicykla. Ďalej boli rozobraté brzdné a akceleračné účinky pôsobiace na nápravy vozidla vo všeobecnosti a na rôzne typy náprav používaných na automobiloch. Bola vyjadrená podobnosť medzi uvedenými typmi náprav a dizajnmi zavesenia zadného kolesa používaných u horských bicykloch. Ďalej bola vysvetlená základná geometria bicykla, používaná pri návrhu a konštrukcii či už regulérneho bicykla bez zadného odpruženia alebo celoodpruženého bicykla. V práci sú ďalej uvedené hlavné typy zadného odpruženia používané v horskej cyklistike. Každý jeden druh zadného odpruženia bol rozobraný a boli vysvetlené hlavné charakteristiky, výhody a nevýhody použitia daného typu zadného odpruženia. Na záver teoretickej časti práce sú uvedené významné inovatívne systémy odpruženia.

Praktická časť bakalárskej práce sa zaoberá tvorbou parametrického modelu zadného odpruženia bicykla. Boli rozobrané tri najčastejšie používané spôsoby zavesenia zadnej stavby – jednočapové, prepákové jednočapové a štvorčapové zavesenie zadnej stavby celoodpruženého bicykla. Analýza prebehla na základe kinematického posudku každého spomínaného druhu odpruženia. Boli vynesené kinematické schémy, kinematické rovnice a trajektórie významných bodov nachádzajúcich sa na systéme odpruženia. Parametrizácia predstavovaných modelov odpruženia prebehla v prostredí Microsoft Excel a Autodesk Inventor. Vytvorené parametrické modely navzájom reagujú na zmenu vstupného parametru v oboch použitých prostrediach. Na záver každej rozobratej časti bola vynesená páková krivka daného typu odpruženia a boli analyzované niektoré vlastnosti, ktoré sa dajú pozorovať z týchto charakteristík.

Záverečná práca značne rozšírila autorove znalosti a obzory, najmä v oblasti zavesení kolies na dopravné vozidlá, ku ktorým sa radia aj bicykle. Práca bola pre autora prínosná čo sa týka rozšírenia a zucelenia si vedomostí používaných v mechanike pohybu mechanizmov. V neposlednom rade si autor rozšíril znalosti v programoch Microsoft Excel a Autodesk Inventor. Preto autor, hodnotí prácu sám pre seba ako prínosnú.



5 Použitá literatura

- [1] VLK, František. Dynamika motorových vozidel. Brno: Prof.Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [2] CIBULA, Karel. Mechanika jízdního kola. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-03016-4.
- [3] DAVIE, Mark. Mountain bike suspension systems and their effect on rider performance quantified through mechanical, psychological and physiological responses. Sunnyvale, USA: LAP LAMBERT Academic Publishing, April 10, 2011. ISBN 10-97-838-4433-0380.
- [4] Prehľad systémov odpruženia [online]. Copyright © [cit. 23.06.2021]. Dostupné na: <https://www.mtbiker.sk/clanky/5790/prehľad-systemov-pruzenia.html>
- [5] Geometria celoodpružených bicyklov [online]. Dostupné na: [Geometrie - co, jak, proč - základní pojmy | DoleKOP.COM](#)
- [6] Odpruženie horských bicyklov a základné pojmy [online] Dostupné na: <https://kubicasport.eu/clanok/typy-odpruzenia-horskych-bicyklov-a-zakladne-pojmy>
- [7] VPP systém od značky Santa Cruz [online] Dostupné na: <https://www.snowboard-zezula.sk/blog/610/vpp-system-znacky-santa-cruz>
- [8] Active braking pivot [online]. Copyright © [cit. 01.07.2021]. Dostupné na: https://www.trekbikes.com/us/en_US/inside_trek/active_braking_pivot/
- [9] Orange Alpine 160 [online]. Copyright © [cit. 03.07.2021]. Dostupné na: <https://www.orangebikes.co.uk/bike-archive/alpine-160-pro/2016>
- [10] Kona Operator [online]. Copyright © [cit. 01.07.2021]. Dostupné na: <https://konaworld.com/operator.cfm>
- [11] Scott Gambler 2020 [online]. Copyright © [cit. 01.07.2021]. Dostupné na: <https://geometrygeeks.bike/bike/scott-gambler-2020/>



6 Zoznam obrázkov

Obrázok 1 - vľavo: regulérny horský bicykel (hardtail) ; vpravo: celoodpružený horský bicykel [4].....	10
Obrázok 2 - Sily a momenty na vozidle pri brzdení [1]	12
Obrázok 3 - Vznik vertikálnych síl na prednej náprave [1]	13
Obrázok 4 - Rôzne typy zavesenia kolesa a ich stredy predkláňania: a) jednoduchá kľuková náprava; b) dvojité kľukové náprava; c) skrátaná kyvadlová náprava s pozdĺžnym ramenom [1].....	15
Obrázok 5 - d) náprava McPherson; e) lichobežníková náprava; f) uhlová náprava [1]	15
Obrázok 6 - Vznik vertikálnych síl na posudzovanom vozidle [1]	16
Obrázok 7 - Mongoose Amplifier – zavesenie zadnej stavby typu Mcpherson [4]	17
Obrázok 8 - Geometria celoodpruženého horského bicykla [5]	18
Obrázok 9 - Rozdiel medzi sedlovým uhlom a efektívnym sedlovým uhlom [5].....	20
Obrázok 10 - Jedpočapové zavesenie zadnej stavby [6].....	22
Obrázok 11 - Prepákové jednočapové zavesenie zadnej stavby [6].....	23
Obrázok 12 - Rozdiel medzi prepákovým jednočapovým a štvorčapovým zavesením zadnej stavby [5]	24
Obrázok 13 - Zavesenie zadnej stavby s virtuálnym otočným čapom [7]	24
Obrázok 14 - ABS systém od značky Trek [8].....	25
Obrázok 15 - Switch infinity od značky YETI [6].....	26
Obrázok 16 – Model a vyznačená geometria bicyklu Orange Alpine 160 [8].....	27
Obrázok 17 – Schéma základných rozmerov jednočapového zavesenia zadnej stavby	28
Obrázok 18 - Kinematická schéma pohybu jednočapového zavesenia zadnej stavby...	28
Obrázok 19 - Ukážka posunu zadného kolesa do plného zdvíhu	29
Obrázok 20 – Model a použitá geometria od značky Kona [9].....	32
Obrázok 21 - Schéma rozloženia pohybových vektorov pre pohyb bodu T a L	33
Obrázok 22 - Kinematická schéma pohybu prepákového jednočapového systému odpruženia	34
Obrázok 23 – Ukážka plného zanorenia zdvíhu zadnej stavby.....	37
Obrázok 24 – Model so štvorčapovým zavesením zadnej stavby od firmy Scott [11] ...	39
Obrázok 25 -Rozloženie vektorov pohybu bodu T a L.....	40
Obrázok 26 - Kinematická schéma štvorčapového zavesenia zadnej stavby	40
Obrázok 27 – Kinematická schéma pohybu prednej vidlice	44
Obrázok 28 – Rozloženie vektorov pohybu pri posudzovaní prednej vidlice.....	44
Obrázok 29 – Model so zafixovaným predným kolesom na posúdenie vplyvu prednej teleskopickej vidlice	44



7 Zoznam tabuliek

Tabuľka 1 – Rozmery a geometria bicyklu Orange Alpine 160 [8]	27
Tabuľka 2 – Geometria celoodpruženého bicykla Kona Operator [9]	32
Tabuľka 3 – Geometria celoodpruženého bicykla Scott Gambler [11].....	39

8 Zoznam grafov

Graf 1 – Trajektória pohybu bodu T vzťahovaná ku šlapaciemu stredu bicykla	30
Graf 2 – Trajektória pohybu bodu L vzťahovaná ku hlavnému čapu Otl	30
Graf 3 – Pákový pomer jednočapového zavesenia zadnej stavby	30
Graf 4 – Trajektória pohybu bodu T vzťahovaná ku šlapaciemu stredu bicykla.....	37
Graf 5 – Trajektória pohybu bodu L vzťahovaná ku rotačnej podstave O14	37
Graf 6 – Pákový pomer prepákového jednočapového zavesenia zadnej stavby	37
Graf 7 – Trajektória pohybu bodu T vzťahovaná ku šlapaciemu stredu bicykla.....	43
Graf 8 – Trajektória pohybu bodu L vzťahovaná ku rotačnej podstave O14	43
Graf 9 – Pákový pomer prepákového jednočapového zavesenia zadnej stavby	43
Graf 10 – Pohyb osi zadného kolesa vzhľadom ku pruženiu prednej vidlice	45
Graf 11 – Zmena dĺžky rázvoru na zmene zdvihu odpruženia	46
Graf 12 – Pohyb zadného kolesa k šlapaciemu stredu	47
Graf 13 – Porovnanie pákových pomerov	47

9 Zoznam príloh

Príloha 1 – Súbor Microsoft Excel: Parametrický model jednočapového zavesenia zadného kolesa	
Príloha 2 – Súbor Microsoft Excel: Parametrický model prepákového jednočapového zavesenia zadného kolesa	
Príloha 3 – Súbor Microsoft Excel: Parametrický model štvorčapového zavesenia zadného kolesa	
Príloha 4 – Súbor Autodesk Inventor: 3D – CAD parametrický model jednočapového zavesenia zadného kolesa	
Príloha 5 - Súbor Autodesk Inventor: 3D – CAD parametrický model prepákového jednočapového zavesenia zadného kolesa	
Príloha 6 - Súbor Autodesk Inventor: 3D – CAD parametrický model štvorčapového zavesenia zadného kolesa	



10 Zoznam použitých symbolov

b_1	[mm]	Dĺžka výkyvného ramena
b_2	[mm]	Dĺžka výkyvného ramena
b_3	[mm]	Dĺžka výkyvného ramena
b_4	[mm]	Dĺžka výkyvného ramena
b_5	[mm]	Dĺžka výkyvného ramena
x_L	[mm]	Poloha bodu L
x_{OT}	[mm]	Poloha šlapacieho stredu
x_T	[mm]	Poloha bodu T
y_L	[mm]	Poloha bodu L
y_{OT}	[mm]	Poloha šlapacieho stredu
y_T	[mm]	Poloha bodu T
β_1	[°]	Natočenie ramena
β_2	[°]	Natočenie ramena
β_3	[°]	Natočenie ramena
β_4	[°]	Natočenie ramena
β_5	[°]	Natočenie ramena
κ_P	[1]	Protinaklápací účinok pôsobiaci na prednú nápravu
κ_Z	[1]	Protinaklápací účinok pôsobiaci na zadnú nápravu
φ_{12}	[°]	Zdvihová závislosť
φ_{13}	[°]	Zdvihová závislosť
φ_{14}	[°]	Zdvihová závislosť
φ_{15}	[°]	Zdvihová závislosť
a	[mm]	Vzdialenosť od stredu klopenia
b	[mm]	Vzdialenosť od stredu klopenia
B_P	[N]	Brzdná sila prednej nápravy
B_Z	[N]	Brzdná sila zadnej nápravy
F_B	[N]	Silový účinok na karosériu
F_V	[N]	Vertikálna sila
F_{vp}	[N]	Vertikálne sily pôsobiace na prednú nápravu



F_{VZ}	[N]	Vertikálne sily pôsobiace na zadnú nápravu
G	[N]	Tiaha vozidla
h	[mm]	Výška ťažiska
$l_{P/Z}$	[1]	pomer síl prednej a zadnej nápravy
l	[mm]	Rázvor vozidla
l_p	[mm]	Vzdialenosť ťažiska od prednej nápravy
l_z	[mm]	Vzdialenosť ťažiska od zadnej nápravy
m	[kg]	Hmotnosť vozidla
M_{BP}	[N.m]	Brzdny moment kolesa
P	[m ²]	kontaktná plocha
P_p	[1]	Dotykový bod predného kolesa
P_z	[1]	Dotykový bod zadného kolesa
r_d	[mm]	Polomer kolesa
S	[1]	Stred otáčania ramena kľuky
S_p	[mm]	Stred klopenia pre prednú nápravu
S_z	[1]	Stred klopenia pre zadnú nápravu
u	[mm]	Spojnice bodov
z	[1]	Pomerné spomalenie
Z_p	[N]	Vertikálna reakcia kontaktnej plochy
Z_p	[N]	Zaťaženie prednej nápravy
Z_z	[N]	Zaťaženie zadnej nápravy
γ	[°]	Uhol natočenia
δ	[°]	Uhol natočenia
κ	[°]	Protinaklápací účinok (anti – dive)
σ	[°]	Uhol natočenia