



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PŘESTAVBA ZAVĚŠENÍ PŘEDNÍCH KOL AUTOMOBILU

CONVERSION OF CAR FRONT SUSPENSION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Václav Chaura

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Václav Chaura**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

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

Přestavba zavěšení předních kol automobilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kompletní konstrukční návrh přestavby předního zavěšení závodního automobilu za účelem zvýšení limitů vozidla s ohledem na příčnou, podélnou i svislou dynamiku pohybu.

Cíle diplomové práce:

Kinematická analýza výchozí konstrukce.
Úprava kinematiky pro zlepšení jízdních vlastností vozidla.
Dynamická analýza zavěšení.
Konstrukční návrh nápravy.
Analýza napjatostí navržených dílů.

Seznam doporučené literatury:

DIXON, John. Tires, suspension and handling. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1996. 621 s. ISBN 1-56091-831-4.

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce je zaměřena na návrh přestavby zavěšení předních kol automobilu pro závodní účely. Je popsáno stávající řešení zavěšení s analýzou statických a kinematických veličin. Dále je navržena změna zavěšení za účelem zlepšení jízdních vlastností vozu, kde je provedena kinematická, dynamická a pevnostní analýza nově navrženého zavěšení. V závěru je shrnuto porovnání výchozí a nové konstrukce zavěšení.

KLÍČOVÁ SLOVA

přední náprava, zavěšení, kinematika zavěšení, odklon kol, sbíhavost, příklon rejdové osy, záklon rejdové osy, střed klopení, těhlice, přepákování tlumiče

ABSTRACT

This diploma thesis is focused on the design of the conversion of the car front suspension for racing purpose. Existing suspension solution is described by analyse static and kinematic quantities. Furthermore, a change of suspension is proposed to improve the driving characteristics of the vehicle, where the kinematic, dynamic and strength analysis of the newly designed suspension is performed. The conclusion summarizes the comparison of the original and the new suspension design.

KEYWORDS

front axle, suspension, kinematics of suspension, camber, toe angle, steering axis inclination, caster, roll centre, upright, push rod

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CHAURA, Václav. *Přestavba zavěšení předních kol automobilu*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Petr Hejtmánek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petra Hejtmánka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Václav Chaura

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za odborné vedení a trpělivost v průběhu vzniku této práce. Dále bych také chtěl poděkovat panu Františkovi Grünerovi za příležitost a možnost podílet se na úpravě jeho závodního vozu. V neposlední řadě bych rád poděkoval svým rodičům za ohromnou podporu při tvorbě této práce a rovněž i po dobu celého studia.

OBSAH

Úvod	9
1 Geometrie zavěšení.....	11
1.1 Odklon kola (Camber angle).....	11
1.2 Sbíhavost (Toe angle)	12
1.3 Příklon rejdové osy (Steering axis inclination).....	14
1.4 Poloměr rejdu (Scurb radius)	14
1.5 Záklon rejdové osy (Caster angle)	15
1.6 Střed klopení (Roll centre).....	16
1.7 Střed klonění (Pitch centre)	17
2 Stávající řešení.....	20
2.1 Přední náprava	20
2.2 Zadní náprava	21
2.3 Analýza stávající přední nápravy.....	22
3 První obecný návrh.....	28
4 Návrh nového zavěšení.....	30
4.1 Konstrukce	30
4.2 Analýza nově navržené nápravy	35
4.3 Výpočet tlumicí jednotky.....	40
4.4 Dynamická analýza.....	46
4.5 Pevnostní analýza	49
5 Porovnání kinematiky.....	56
Závěr.....	61
Seznam použitých zkratk a symbolů	64

ÚVOD

V každém sportu je snaha neustále se zlepšovat, zdokonalovat a dosahovat lepších a váženějších úspěchů – motorsport není výjimkou. Tato práce se zaměřuje na úpravu závodního speciálu jezdce a majitele Františka Grünera postaveného na základě vozu BMW modelu e30 z osmdesátých let s poháněnou zadní nápravou.

Vůz nebyl postaven ihned do nynější podoby, ale procházel úpravami postupně vždy s další touhou po zrychlení a zlepšení ovládání vozu. Postupnými úpravami se ze sériového vozu s karoserií tudor (dvoudveřový sedan) stal závodní speciál. První kroky úpravy směřovaly k odlehčování, snižování světlé výšky vozu za pomoci použití sportovních pružin a tlumičů pérování a instalaci závodních anatomických sedaček s bezpečnostními pásy – což bylo třeba pro účast vozu na amatérských závodech. Další významnou úpravou byla instalace ochranného rámu, který slouží nejen jako bezpečnostní prvek, ale zároveň pomáhá k celkovému vyztužení celé karoserie. Došlo také k výměně motoru uloženého vpředu. Původní dvanáctiventilový řadový šestiválec (M20b27) o objemu 2,7 l a upraveným výkonem přibližně na 147 kW byl nahrazen řadovým šestiválcem z modelu o generaci novějšího BMW e36 M3 (S50b30). Motor o objemu 3 l, který disponoval maximálním výkonem 210 kW při 7000 min⁻¹ a kroutícím momentem 320 Nm při 3600 min⁻¹, se záhy také dočkal úprav. Došlo k odlehčení klikové hřídele, vyleštění ojníc, výměně pístů a vačkových hřídelí, úpravě řídicí jednotky, sací a výfukové kanály v hlavě motoru byly rovněž upraveny. Tak se při zachování objemu 3 l jeho výkon vyšplhal na konečných 243 kW a maximální otáčky motoru činily 8000 min⁻¹.

Nejvýraznější úpravou na voze bylo rozšíření ochranného rámu, který už nezastával převážně bezpečnostní funkci, ale ve velké míře nahrazoval nosné části karoserie. Například podlaha vozu byla zcela odstraněna a nahrazena rámem se zakrytováním. Stejně tak v přední části bylo z původní karoserie zachováno jen velmi málo. To ale umožnilo posunutí pohonné jednotky více dozadu směrem ke středu vozu, což pomohlo k lepšímu rozložení hmotnosti mezi nápravy. Jelikož jde o vůz klasické koncepce s motorem uloženým vpředu a poháněnou zadní nápravou, kdy je motor s převodovkou umístěn vpředu a diferenciál vzadu, je zřejmé, že větší podíl hmotnosti zůstane na přední nápravě. Trubkový rám byl osazen díly z laminátu (karbonu) pro snížení hmotnosti a také zlepšení aerodynamiky vozu s použitím prvků jako například: zadní přítlačné křídlo, difuzor, přední splitter a otvory pro odvod vzduchu z prostoru kola.



Obr. 0.1 Stávající šasi vozu [18]

V této podobě vůz sklídl mnohé úspěchy v závodech do vrchu v poháru Česká trofej, ale jak i sám pilot říká, je stále co zlepšovat a kam se posunovat. Pilot a majitel s vozem již loňskou sezónu postoupil do podniku Mistrovství České republiky v závodech do vrchu do kategorie E2-SH s čím přišla i větší a silnější konkurence. V návaznosti na to bylo rozhodnuto postavit druhý vůz jako evoluci stávajícího. Totiž stále upravování a předělávání podléhá kompromisům a je omezeno danou konstrukcí. Při stavbě nového vozu od počátku se s využitím nabytých znalostí z předchozího vozu dá posunout o pořádný skok dále.

Zamýšlená evoluce vozu bude mít přepracovaný rám šasi. Předpokládaný rozdíl hmotností celého vozu je přibližně 80 kg – z původních 930 kg na 850 kg. Nejvýznamnější podíl na úspoře hmotnosti bude mít nahrazení některých kovových částí karoserie za části z laminátu či karbonu, například střecha, boční sloupky apod. Změna se také plánuje v rozložení hmotnosti na nápravy, kdy z předchozího zatížení přední nápravy 530 kg vznikne 420 až 450 kg (hmotnost vozu je brána i s uvnitř sedícím řidičem). Změnou projde i pohonná jednotka, která bude nahrazena již pro závody upraveným vidlicovým osmiválcovým motorem původem z vozu BMW e39 M5 (S62b50) o objemu 4,5 l, výkonu 368 kW a krouticím momentu 500 Nm. V neposlední řadě se změní i celé zavěšení vozu. Nynější přední zavěšení McPerson a zadní s vlečenými rameny budou nahrazeny lichoběžníkovými nápravami s přepákováním pro tlumič pérování. Problematikou přepracování náprav k nové evoluci vozu se zabývá tato práce.

1 GEOMETRIE ZAVĚŠENÍ

V této kapitole budou stručně objasněny geometrické veličiny zavěšení. Ty při vhodném zvolení přispívají k dobrému a předvídatelnému chování vozu, kdežto na druhou stranu při nevhodném zvolení dokáží velmi špatně ovlivnit jízdní vlastnosti vozu. V extrémním případě může dojít až k velice obtížné jízdě s vozem.

V první části této kapitoly budou popsány veličiny související s polohou a pohybem kola. Jedná se o veličiny:

- Odklon kola (Camber angle)
- Sbíhavost (Toe angle)
- Příklon rejdové osy (Steering axis inclination)
- Poloměr rejdu (Scurb radius)
- Záklon rejdové osy (Caster angle)

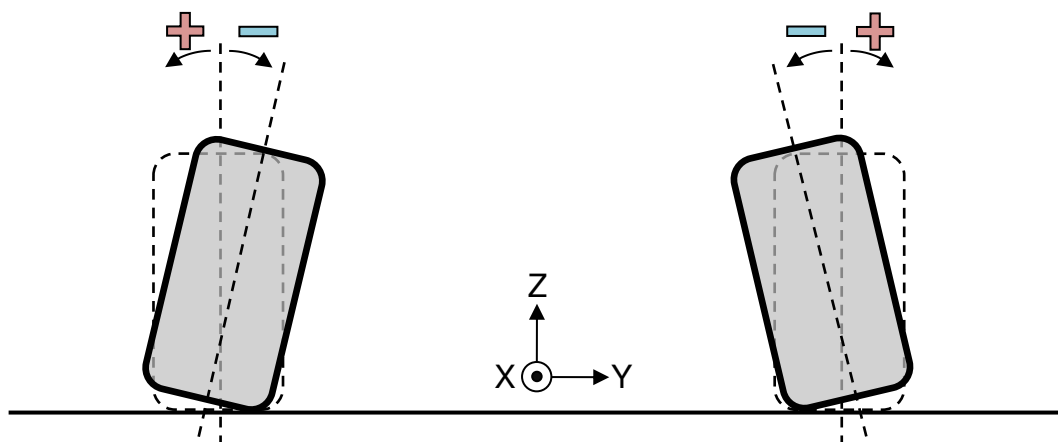
Ve druhé části budou pak popsány veličiny související s pohybem karoserie vozu:

- Střed klopení (Roll centre)
- Střed klonění (Pitch centre)

V závorkách jsou uvedeny anglické ekvivalenty českých termínů.

1.1 ODKLON KOLA (CAMBER ANGLE)

Odklon kola je určen jako úhel mezi středovou rovinou kola a rovinou svislou. Jestliže je rovina kola odkloněna od vozu, mluvíme o pozitivním odklonu. Je-li rovina kola příkloněna ke středu vozu, hovoříme o negativní odklonu kola. [2] Obr 1.1 znázorňuje odklon kola při čelním pohledu na vůz. Souřadnicový systém je orientován tak, že osa X je rovnoběžná s podélnou osou vozu a směřuje vpřed, osa Y je rovnoběžná s příčnou osou a osa Z směřuje vzhůru.

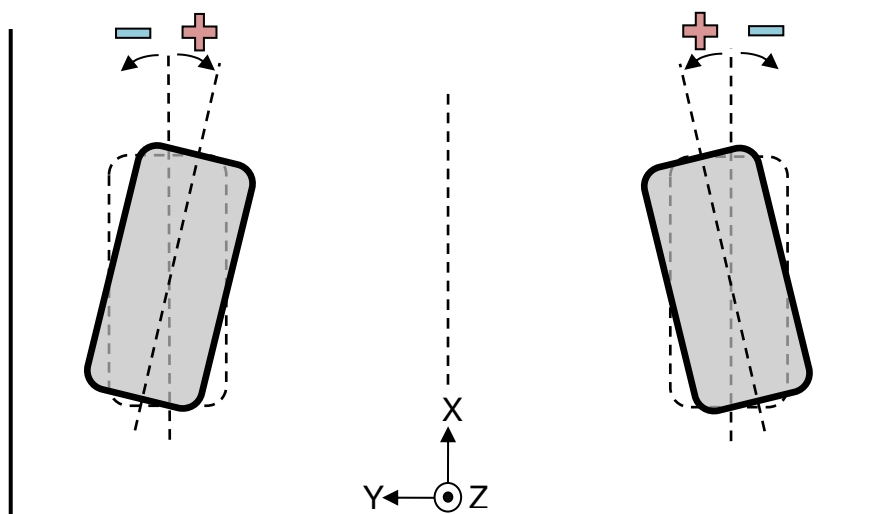


Obr. 1.1 Odklon kola v čelním pohledu

V disciplínách motorsportu, kde je kladen důraz rychlé projetí zatáček, mezi které závody do vrchu bezpochyby patří, se využívá negativního odklonu kola v řádu několika stupňů. Hodnota statického odklonu se mění při naklánění karoserie, stejně tak i při propružení, nebo vyvážení kola. [1] Nastavení odklonu kola ovlivňuje tvar a velikost kontaktní plochy mezi pneumatikou a vozovkou. Odklon také ovlivňuje rozložení tlaků v této kontaktní ploše. Při jízdě v přímém směru a nulovou hodnotou odklonu je rozložení tlaků rovnoměrné. Projížděli vůz zatáčkou, vzniká boční síla působící na pneumatiku. Tato síla pneumatiku deformuje a tím mění i rozložení tlaků v kontaktní ploše. Na vnitřní straně dochází k poklesu měrného tlaku a na vnější straně dochází ke zvětšení. Aplikováním negativního odklonu kola se znatelně zlepšuje rozložení tlaků v kontaktní ploše v zatáčce. Nedojde k tak velkému poklesu tlaku na vnitřní straně pneumatiky ani tak velkému nárůstu na straně vnější. Tlaky se více blíží k rovnoměrnému rozložení, což umožňuje přenést větší boční sílu a tím umožnit zvýšení rychlosti v zatáčce. Při jízdě v přímém směru a využití odklonu není rozložení tlaků ve stopě rovnoměrné. Větší tlak vzniká na vnitřní straně pneumatiky, což přináší nevýhodu většího opotřebení vnitřní části pneumatiky. Parametrem pro zjištění opotřebení pneumatiky, která její část je více zatěžována, je teplota. Část pneumatiky s větším zatížením má větší teplotu než část, které je zatěžována méně. Měření teploty lze provádět staticky po zastavení vozidla na kontrolních bodech rozmístěných po šířce pneumatiky. Lepší metodou ale je snímání teplot přímo za jízdy vozu, kdy může být sledováno aktuální rozložení zatížení na pneumatice. [9]

1.2 SBÍHAVOST (TOE ANGLE)

Sbíhavost je definována jako úhel mezi průsečnicí středové roviny kola s vozovkou a podélnou rovinou vozu. Sbíhavost je pozitivní (Toe-in), když je přední část kola přikloněna směrem ke středu vozu. Naopak negativní sbíhavost (Toe-out) nastává, když se přední část kola odklání od vozu. Na obrázku 1.2 je znázorněna sbíhavost při pohledu shora. Celková sbíhavost nápravy se udává jako součet úhlů sbíhavosti na levém a pravém kole jedné nápravy. Ve většině případů se sbíhavost měří ve stupních, někdy se ale měří v délkových jednotkách milimetrech. Vzdálenosti se měří mezi levým a pravým kolem na okraji čelní části disku v rovině vodorovné a ve výšce středu kola. Výsledná celková sbíhavost nápravy je dána rozdílem hodnot naměřených na přední a zadní straně disku. Nastavování sbíhavosti se provádí na spojovací tyči řízení. [2]



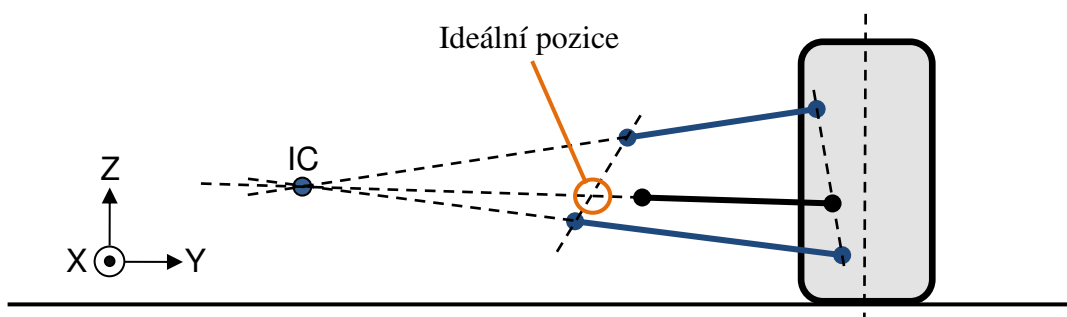
Obr. 1.2 Sbíhavost v pohledu z vrchu

Statická sbíhavost se měří na vozidle v klidu a s koly v přímé směru. Je-li vozidlo v pohybu, tak se díky silám a momentům působícím na kolo může sbíhavost měnit. Při jízdě jsou kola nepoháněné nápravy kvůli působení převážně valivého odporu tlačena směrem do negativní sbíhavosti. Proto se nastavování provádí do lehké pozitivní sbíhavosti. Naproti tomu kola poháněné nápravy jsou tlačena do pozitivní sbíhavosti, tudíž se hodnota statické sbíhavosti nastavuje na mírnou negativní sbíhavost, aby se při jízdě hodnota přiblížila nule. [2, 3]

Při propružení či vyvážení kola může docházet k samořízení (Bump steer). Což znamená, že kola zatáčí, mění sbíhavost bez otočení volantu a přičinění řidiče. Proto se jev také někdy nazývá pasivní řízení. Ve většině případů je snaha tento jev co nejvíce eliminovat. Vliv na samořízení má umístění spojovací tyče a jejích kloubů. Obrázek 1.3 znázorňuje ideální pozici vnitřního axiálního kloubu na nápravě s lichoběžníkovými rameny z čelního pohledu na levé kolo. Klouby spojovací tyče řízení by měly ležet na spojnicích mezi čepy horního a spodního ramene. Směr spojovací tyče by měl být takový, aby protnul okamžitý průsečík přímek prodlužujících horní a spodní rameno (IC – Instant centre). Spojovací tyč řízení může být posunuta, ale směr a délka musí být zachována pro eliminování samořízení. Při umístění axiálního kloubu do jiné než ideální pozice nastává samořízení následujícím způsobem:

- Je-li axiální kloub umístěn dále od středu vozu, než je ideální pozice (viz situace na obr. 1.3), tak je kolo při stlačení i vyvážení tlačeno do pozitivní sbíhavosti.
- Naopak je-li axiální kloub blíže ke středu vozu, tak při svislém pohybu kola dochází k negativní sbíhavosti.
- Jestliže je směr naklonění spojovací tyče příliš klesavé směrem od středu vozu, to znamená, že přímka prodlužující spojovací tyč neprotne IC, ale bude procházet nad tímto bodem, tak při stlačení kola dochází k negativní sbíhavosti a při vyvážení dochází k pozitivní sbíhavosti.
- Naproti tomu je-li naklonění více stoupavé, pak dochází při stlačení k pozitivní sbíhavosti a při vyvážení k negativní sbíhavosti.

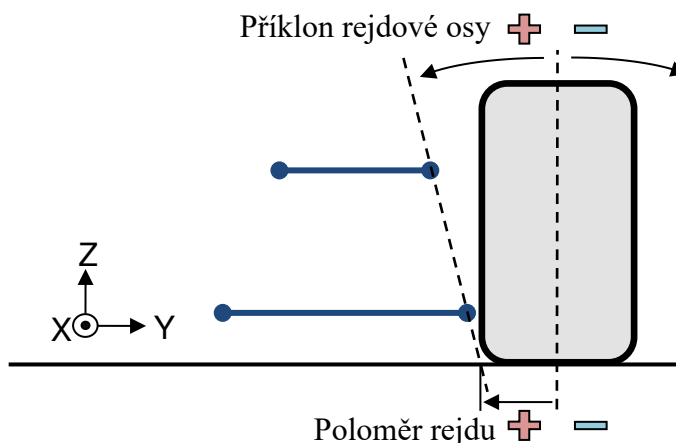
Toto platí pouze v případě, že je řízení umístěno před středem kola. Ve speciálních případech se samořízení může využít na zadní i přední nápravě, kdy správným nastavením a při určitých podmínkách zle kladně ovlivnit jízdní vlastnosti vozu, ovlivnit jeho přetáčivost a nedotáčivost, rychlost reakce apod. [1, 5]



Obr. 1.3 Samořízení v čelním pohledu

1.3 PŘÍKLON REJDOVÉ OSY (STEERING AXIS INCLINATION)

Rejdivá osa je osa, kolem které se otáčí kolo při natočení volantu. U lichoběžníkového zavěšení je osa určena dvěma body, a to vnějšími klouby na spodním a horním rameni. V případě zavěšení McPherson je osa určena vnějším kloubem na spodním rameni a ložiskem horního uložení tlumiče pérování. Příklon rejdivé osy (Steering axis inclination) je dán úhlem, který mezi sebou svírá rejdivá osa a svislice procházející středem kola z předního pohledu, viz obr. 1.4. Běžně se využívá pozitivního příklonu rejdivé osy, což má dobrý vliv směrovou stabilizaci kol. Při otáčení koly dochází k nadzvedání karoserie, což vyvolává moment, který způsobuje vrácení kol do přímého směru. Čím větší příklon rejdivé osy je, tím je řízení těžší a musí být vynaložena větší síla pro zatočení. Zároveň ale dává řidiči lepší zpětnou vazbu od řízení. Vlastností příklonu rejdivé osy je způsobení změny odklonu kola při zatáčení. U vnitřního kola v zatáčce přidává pozitivní odklon, což je žádoucí. U vnějšího kola také přidává pozitivní odklon, což naopak je jev nežádoucí. Tento problém se řeší pomocí záklonu rejdivé osy, čímž se příklon vnějšího kola v zatáčce začne měnit směrem k negativnímu odklonu. Příklonění rejdivé osy je jedna z možností, jak zmenšit poloměr rejdu. [2]



Obr. 1.4 Příklon rejdivé osy a poloměr rejdu v čelím pohledu

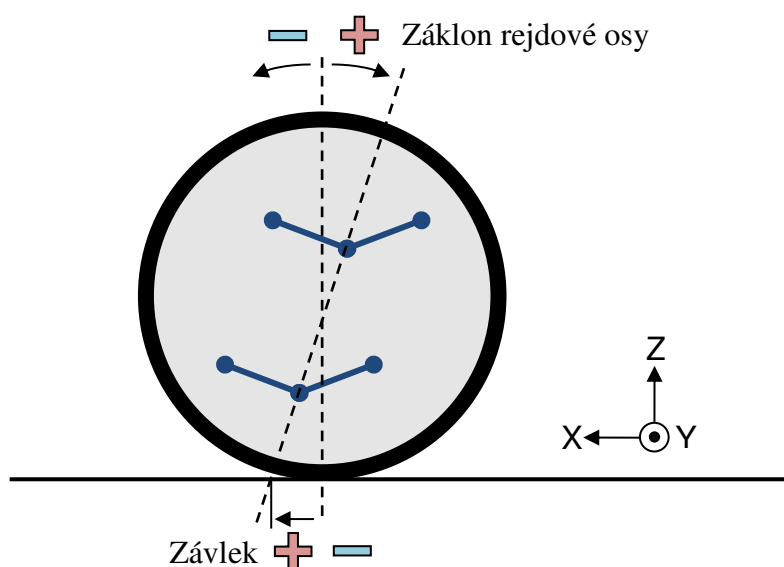
1.4 POLOMĚR REJDU (SCURB RADIUS)

Poloměr rejdu (Scurb radius) je vzdálenost mezi středem kontaktní plochy pneumatiky s vozovkou a průsečíkem rejdivé osy s vozovkou. Je-li průsečík rejdivé osy blíže ke středu vozu, než je střed kontaktní plochy, znamená to pozitivní poloměr rejdu, v opačném případě jde o poloměr negativní, viz obr. 1.4. Snahou je poloměr rejdu co nejvíce zmenšit, případně získat negativní. Velký poloměr rejdu vytváří moment, který například při brzdění působí na řízení a tlačí kola do negativní sbíhavosti. Velikost tohoto momentu je dána velikostí brzdné síly v místě kontaktu pneumatiky s vozovkou a velikostí poloměru rejdu. Při rozdílné přilnavosti pneumatik na levé a pravé straně to může vést ke stáčení vozu, které musí být korigováno řidičem prostřednictvím volantu. Při poloměru rejdu rovnému nule tento moment zanikne. Záporný poloměr rejdu má stabilizační schopnost. Při brzdění, v případě že kola na jedné straně jsou na povrchu s menší přilnavostí, začne vzniklý moment tlačít kola do pozitivní sbíhavosti, stabilizovat vůz do přímého směru a bránit přetočení. Stabilizování probíhá tak, že proti momentu vytvořenému brzdnými silami kolem těžiště vozu působí v opačném směru moment vytvořený poloměrem rejdu a brzdnými silami. Při správném nastavení se mohou tyto momenty vyrušit. [6]

1.5 ZÁKLON REJDOVÉ OSY (CASTER ANGLE)

Záklon rejdové osy (Caster angle) je úhel, který z bočního pohledu svírá rejdová osa a svislice procházející středem kola. Závlek je vzdálenost mezi středem kontaktní plochy pneumatiky s vozovkou a průsečíkem rejdové osy s vozovkou, viz. obr. 1.5. Pozitivní závlek rejdové osy nastává, když průsečík osy s vozovkou leží před středem kontaktní plochy a negativní, jestliže leží za ním. V praxi se vždy využívá pozitivního záklonu rejdové osy, což pomáhá k příznivé změně odklonu kola při zatáčení. Odklon kol vozidla se pak mění následujícím způsobem. Odklon vnějšího kola se mění směrem do negativního odklonu a odklon vnitřního kola se mění směrem k pozitivnímu odklonu, což může být příznivé při průjezdu zatáčkou. Tohoto přírůstku odklonu je hojně využíváno v motorsportu, kdy není nutné nastavovat příliš velkou hodnotu statického odklonu kol a přírůstek se projeví pouze v zatáčkách. To při akceleraci, nebo brždění při jízdě v přímém směru přispívá k využití větší části stykové plochy pneumatiky a vozovky.

U zadní nápravy s nezávislým zavěšením se nejedná o záklon rejdové osy, ale je zde osa principiálně totožná, která je určena vnějšími klouby na spodním a horním rameni zavěšení. Na zadní nápravě lze případně využít negativního záklonu. Negativní záklon roste na vnějším stlačeném kole, a tak zvětšuje moment tvořený boční silou a závlekiem, který tlačí vnější kolo do pozitivní sbíhavosti a s tím podporuje nedotáčivost. [2, 7]

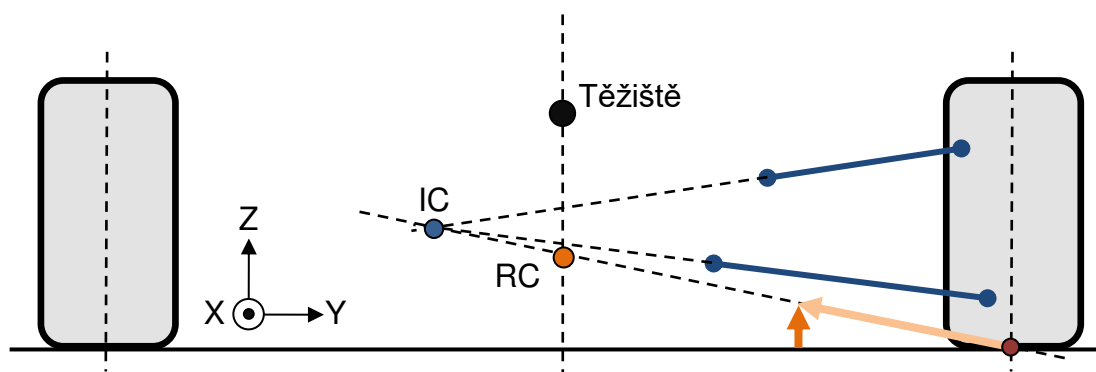


Obr. 1.5 Záklon rejdové osy a závlek z bočního pohledu

Použití pozitivního závleku způsobí, že je kolo vlečeno a při otočení kola z přímého směru jízdy působením valivého odporu je kolo vráceno zpět do přímého směru. To pomáhá stabilizovat řízení a také dává řidiči zpětnou vazbu od řízení. Na druhou stranu zvyšuje ovládací síly potřebné k zatočení. Malá hodnota závleku přispívá ke snížení negativních vlivů do řízení vzniklých nerovnostmi na vozovce. Při velkém závleku pak nerovnosti způsobující časté střídání příčných sil na styčnou plochu pneumatiky mohou zapříčinit vibrace a chvění volantu. Závlek také zvětšuje citlivost na boční síly působící na vůz, které jsou způsobeny například bočním větrem, nebo nakloněním vozovky. Tyto vlivy byly více zřetelné v dřívější době u starších vozidel, v současnosti nejsou tak zásadní. [2]

1.6 STŘED KLOPENÍ (ROLL CENTRE)

Střed klopení (*RC* – Roll centre) je pomyslný bod, kolem kterého se otáčí karoserie z jedné strany na druhou při působení bočních sil. Poloha středu klopení u nezávislého lichoběžníkového zavěšení je určena vzájemnou polohou horního a spodního ramene. Na obrázku 1.6 je znázorněna geometrická poloha středu klopení, která byla zjištěna následujícím způsobem. Povedeme přímku spojující vnější a vnitřní kloub na horním rameni a druhou přímku, která bude protínat tytéž body na spodním rameni. Průsečíkem těchto dvou přímek dostaneme okamžitý střed klopení kola (*IC* – Instant centre), kolem něhož se kolo otáčí při propružení a vyvážení. Propojení okamžitého středu klopení kola s bodem kontaktu pneumatiky s vozovkou určuje nositelku boční síly působící na kolo. Střed klopení leží v průsečíku nositelky boční síly a středové podélné roviny vozu. V případě, že jsou ramena vzájemně rovnoběžná a zároveň vodorovná, střed klopení leží na vozovce. V případě rovnoběžných ale nevodorovných ramen leží střed klopení v průsečíku středové roviny vozu a přímky rovnoběžné s rameny procházející bodem kontaktu pneumatiky a vozovky. [1, 4]

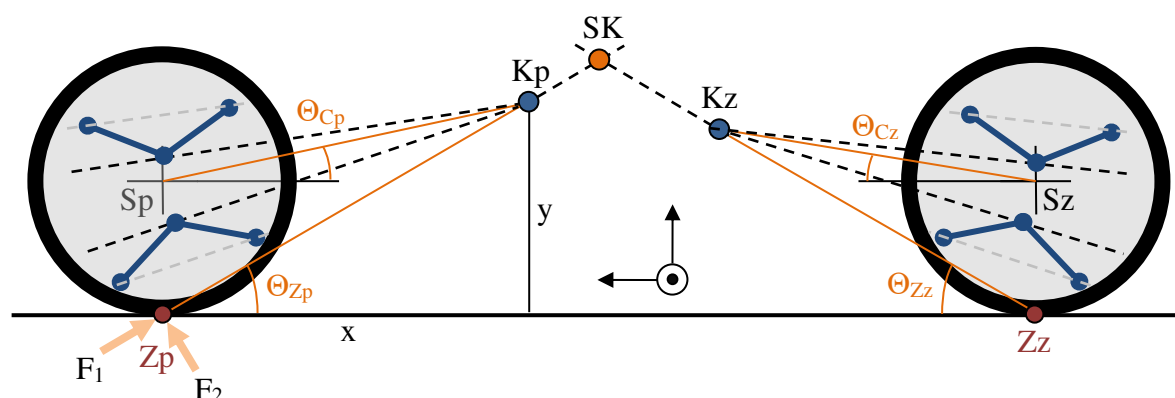


Obr. 1.6 Střed klopení v čelním pohledu

Vzdálenost středu klopení od těžiště vozu ovlivňuje naklápění vozu a to tak, že čím blíže u sebe body jsou, tím dochází k menšímu naklápění karoserie v zatáčce. To proto, že síly působící na karoserii mají působiště v těžišti a vzdálenost ke středu klopení tento moment zvětšuje. V extrémní případě může střed klopení ležet ve stejné výšce jako těžiště, v tom případě nedochází k naklápění vozu v zatáčce. Což je výhodné z hlediska aerodynamiky, kdy se jízdní výška karoserie nemění a aerodynamické prvky mohou fungovat v optimálním nastavení. To ale přináší nezvyklý a nevhodný vjem pro řidiče a zpětnou vazbu od vozu. Dále pak vzdálenost středu klopení od vozovky je odpovědná za velikost vertikální síly působící na karoserii vozu. Vertikální síla je složka boční síly působící na pneumatiku při průjezdu zatáčkou. Vertikální síla vzniká na vnějším i vnitřním kole ale s opačným směrem. Vnější kolo je více zatížené, tudíž boční síla je větší a tím i její vertikální složka. Výsledná vertikální síla (Jacking force) při průjezdu zatáčkou má směr nahoru a tím dochází k nadzvedávání karoserie. Pokud střed klopení leží přímo na vozovce, pak vertikální složka boční síly má nulovou hodnotu. Malá vertikální síla nadzvedávající karoserii může být prospěšná k tomu, aby nedocházelo k plnému stlačení vnějšího zavěšení. Nejčastější umístění středu klopení u závodních vozů je mírně nad vozovku.

1.7 STŘED KLONĚNÍ (PITCH CENTRE)

Konstrukce pro zjištění polohy středu klonění je velice podobná jako v případě středu klopení. Zásadním rozdílem ale je, že konstrukce se provádí v bočním pohledu na vůz. Obrázek 1.7 znázorňuje jak střed klonění přední (K_p) a zadní nápravy (K_z), tak i střed klonění celé karoserie (SK). Postup konstrukce je následující. Přímka rovnoběžná s osou vnitřních kloubů horního ramene procházející vnějším kloubem se protne s přímkou stejné konstrukce na spodním rameni ve středu klonění nápravy. Stejnou konstrukcí nalezneme střed klonění druhé nápravy. Střed klonění karoserie, kolem kterého se předklání či zaklání karoserie, je určen průsečíkem přímek procházejících středy klonění náprav a bodem styku pneumatiky s vozovkou. [2, 4]



Obr. 1.7 Střed klonění v bočním pohledu [3]

Při brzdění a akceleraci má karoserie tendenci se předklánět a zaklánět. Nastavením polohy, respektive úhlu naklopení ramen, může být docíleno efektů, které působí proti klonění karoserie. Při brzdění dochází k ponořování přední části karoserie a zvedání zadní části, naopak při akceleraci dochází k zakleknutí zadní části a zvedání přední. Tabulka 1.1 shrnuje efekty a parametry proti kterým působí. [3]

Tab. 1.1 Efekty proti klonění karoserie

Efekt	Působí při	Působí proti
Anti-dive	Brzdění	Ponořování přední části
Anti-rise	Brzdění	Zvedání zadní části
Anti-lift	Akceleraci	Zvedání přední části
Anti-squat	Akceleraci	Zaklekvání zadní části

Pro přesný výpočet hodnot těchto efektů je třeba znát rozložení brzdné síly mezi přední a zadní nápravou, hmotnost odpružených a neodpružených hmot a polohu těžiště vozu. Mechanismus omezení klonění karoserie funguje tak, že podélná síla vytvořená brzdným účinkem je částečně zachycena rameny zavěšení a zbylá část pružinou s tlumičem pérování. Podélná brzdná síla může být rozdělena na dvě složky. Složku F_1 ve směru přímky Z_p a K_p , což je složka, která je zachycena rameny zavěšení a složku F_2 , která je na ni kolmá a je zachycena tlumičem pérování.

Případ místa působení brzdné síly v kontaktu pneumatiky a vozovky je pro případ brzd umístěných na náboji uvnitř kola. V případě brzd uložených u středu vozu, například u skříňové diferenciálu a podobně, je působiště této síly ve středu kola. Stejně je to i v případě pohonu, kdy síly pohonu způsobující akceleraci mají ve většině případů působiště ve středu kola. Je to tím, že moment je vytvářen motorem v karoserii a je přenesen pomocí poloosy do středu kola. Ale v případě například elektromotoru, který je umístěn uvnitř kola, je toto působiště na kontaktní ploše pneumatiky. Hodnotu velikosti efektů označíme písmenem J a nejčastěji je udávána v procentech, například $J_{\text{anti-dive}} \times 100 \%$.

Velikost efektu Anti-dive působící proti předklánění vozu při brždění lze vypočítat ze vztahu

$$J_{\text{anti-dive}} = \frac{p(y/x)}{h_T/r_n} = \frac{\tan \Theta_{Zp}}{\tan \Theta_{Zpi}}, \quad (1.1)$$

kde p vyjadřuje rozložení brzdných sil mezi nápravami, y vertikální vzdálenost bodu Kp od vozovky, x horizontální vzdálenost bodu Kp od kontaktní plochy pneumatiky, h_T výšku těžiště vozu, r_n rozvor náprav a Θ_{Zpi} udává úhel pro úplný Anti-dive efekt a je dán vztahem

$$\tan \Theta_{Zpi} = \frac{h_T}{p \cdot r_n}. \quad (1.2)$$

Tyto vztahy jsou platné v případě brzd uložených uvnitř kola. V případě umístění brzd ke středu vozu by se počítalo s úhlem Θ_{Cp} , respektive Θ_{Cpi} . U běžných automobilů se hodnota Anti-dive většinou pohybuje okolo 20 až 25 %.

Anti-rise, pro brzdy uložené uvnitř kola vztahy vypadají následovně

$$J_{\text{anti-rise}} = \frac{\tan \Theta_{Zz}}{\tan \Theta_{Zzi}}, \quad (1.3)$$

kde hodnota úplného efektu Anti-rise je určena vztahem

$$\tan \Theta_{Zzi} = \frac{h_T}{(1-p) \cdot r_n}. \quad (1.4)$$

Anti-lift efekt působící při akceleraci proti zvedání přední části karoserie u vozu s pohonem předních kol je dán vztahem

$$J_{\text{anti-lift}} = \frac{\tan \Theta_{Cp}}{\tan \Theta_{Cpi}}. \quad (1.5)$$

Hodnota úplného efektu Anti-lift je dána vztahem

$$\tan \Theta_{Cpi} = \frac{h_T}{t \cdot r_n}, \quad (1.6)$$

kde t udává rozložení přenosu výkonu na přední nebo zadní nápravu. Jedná-li se o vůz s poháněnou přední nápravou t je rovno 1, pakliže je poháněna zadní náprava t je rovno 0.

Posledním z daných efektů je Anti-squat, který brání zaklekávání vozu při akceleraci, je dán následujícím vztahem

$$J_{anti-squat} = \frac{\tan \Theta_{Cz}}{\tan \Theta_{Czi}}. \quad (1.7)$$

Úplný Anti-squat je dán vztahem

$$\tan \Theta_{Czi} = \frac{h_T}{(1-t) \cdot r_n}. \quad (1.8)$$

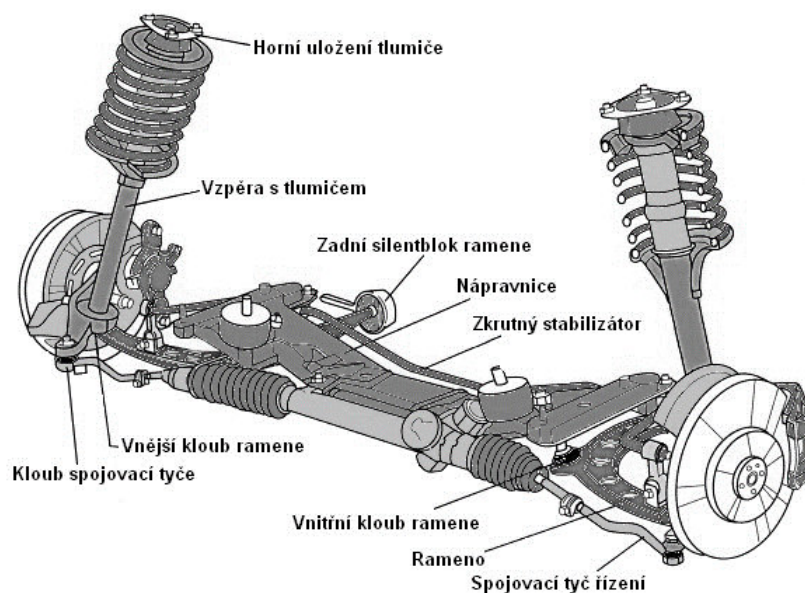
Výhodou využívání těchto efektů je stabilizovaná výška vozidla, což je vhodné zejména u závodních vozů s velice malou vzdáleností aerodynamických prvků od vozovky. Efekty mají ale své nevýhody. Například pro velký Anti-dive je nastavení předních ramen zavěšení v takové pozici, že při stlačení kola se kolo vůči karoserii pohybuje nejen nahoru, ale i vpřed, což při nerovné vozovce vytváří větší nárazy pneumatiky o výmoly. Dále při propružení dochází k velké změně záklonu rejdové osy. [3]

2 STÁVAJÍCÍ ŘEŠENÍ

V této kapitole bude popsáno stávající řešení zavěšení závodního vozu. Jak bylo již v úvodu zmíněno, vůz je postaven na základě dvoudveřové verze vozu tovární značky BMW modelu e30, který ve své době sklízel mnohé úspěchy v různých odvětvích motorsportu. Závodní vůz se liší od běžné sériové verze úpravami a změnami, které však nezasáhly podstatu samotné konstrukce nápravy.

2.1 PŘEDNÍ NÁPRAVA

Přední nápravou u BMW e30, a tudíž také i u popisovaného závodního vozu, je náprava typu McPherson.



Obr. 2.1 Přední náprava BMW e30 [10]

V prvé řadě byl nahrazen sériový tlumič s pružinou v tlumící jednotce vzpěry McPherson za sportovní tlumič od firmy Koni s pružinou Weitec. To pomohlo ke snížení světlé výšky vozu a tím i výšky těžiště, což spolu s tužšími tlumiči pomohlo k větší stabilitě vozu. Další úpravou byla výměna silentbloku na spodním rameni nápravy. Litinové rameno ve tvaru písmena L bylo původně v zadní části přichyceno ke karoserii pryžovým silentbloeem. Ten ale umožňuje poměrně velký výkyv ramene, což má za následek pohyb samotného kola dopředu a dozadu, například při brzdění nebo akceleraci. Zpravidla je u závodního speciálu snaha co nejvíce eliminovat pryžová uložení na zavěšení, které jsou sice komfortní, ale svou deformací mění parametry nápravy a tím snižují přesnost a ovladatelnost vozu. Pro lepší a přesnější vedení kola bylo použito silentbloku z materiálu polyuretanu, který disponuje větší tuhostí a tím více zamezuje nežádoucímu pohybu spodního ramene a tím i kola. Další upevňující body na rameni ke karoserii, resp. nápravnici, a těhlici jsou realizovány pomocí kulových čepů. Ty mají ze své podstaty přesné vedení, a tudíž nebyly nijak nahrazeny. Těhlice předního zavěšení je pevně a nerozebíratelně spojena se vzpěrou McPherson. Na těhlici je nasunutý náboj kola, kde došlo k další změně oproti sériové verzi. Kvůli větší možnosti výběru širších disků kol o průměru 17 " a více, byl náboj se čtyřmi otvory a roztečí děr pro šrouby kola 4 x 100 nahrazen nábojem

s pěti otvory a roztečí 5 x 120. Rozteč děr pro šrouby 4 x 100 byla použita u BMW u modelu e30 jako u jednoho z posledních a další modely už přicházely s roztečí 5 x 120. Do otvorů v náboji byly vloženy štefty pro upevnění kola, které umožňují rychlejší a snazší manipulaci při jeho montáži a demontáži. Brzdový kotouč a třmen byly použity z modelu o generaci novějšího BMW e36 M3. Plovoucí brzdový třmen brzdí kotouč o průměru 315 mm. Ke spodnímu rameni zavěšení je také připevněno táhlo pro uchycení zkrutného stabilizátoru, u kterého bylo pryžové upevnění k nápravnici také vyměněno za silentblok z polyuretanu. Největší změnou oproti sériové verzi na předním zavěšení je změna místa upevnění vzpěry McPherson. Při rozšiřování rámu byla nahrazena část karoserie, do které se opírá a je upevněno horní uložení tlumič jednotky. Nové umístění horního uložení ovlivnilo odklon kola s příklon rejdové osy.

V tabulce 2.1 jsou zapsány hmotnosti jednotlivých částí a celků předního zavěšení. Hmotnost celé nápravy bez nápravnice a kol činí 61,72 kg a z toho jsou neodpružené hmoty 50,56 kg. Hodnoty budou využity v závěru pro porovnání úspory hmotnosti s nově navrženým zavěšením.

Tab. 2.1 Hmotnosti dílů stávající přední nápravy

Díl	Včetně	Hmotnost [kg]
Nápravnice	-	5,7
Rameno	Silentbloku, Kulových čepů	4,4
Vzpěra McPherson	Náboje, Tlumiče, Pružiny, Ložiska se silentblokem	12,9
Brzdový kotouč	-	7,8
Brzdový třmen	-	4,8
Tyč řízení	-	0,96

2.2 ZADNÍ NÁPRAVA

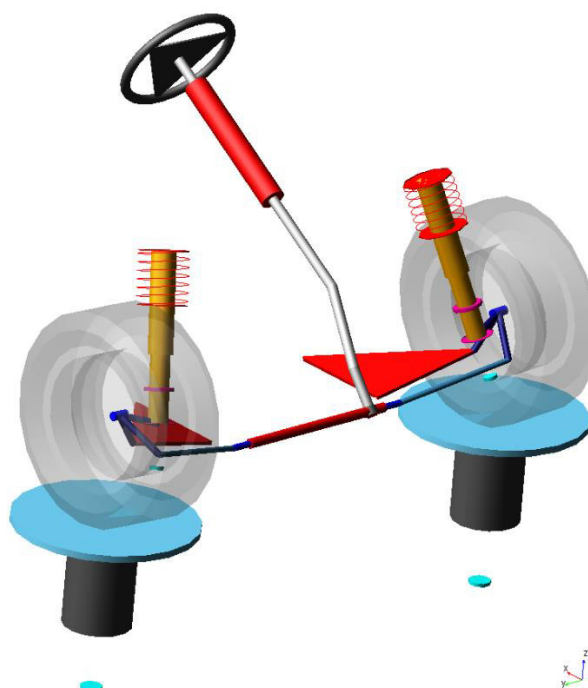
Zadní náprava vozu BMW e30 je náprava s vlečenými rameny. Je velice jednoduchá a bytelná. Možná právě díky ní se tento model značky BMW stal velice populárním v motorsportu, a to ne kvůli stabilitě, ale spíše naopak kvůli snadno kontrolovatelné nestabilitě.

Brzdy na zadní nápravě jsou kotoučové s kotouči bez vnitřní ventilace o průměru 258 mm, které v sobě mají umístěny čelisti bubnové ruční brzdy. Brzdový třmen je plovoucí. U popisovaného závodního speciálu byly na zadní nápravě také použity tlumiče značky Koni s pružinami Weitec. Byl použit lamelový samosvorný diferenciál s převodovým poměrem 1 : 4,45. Diferenciál je pevně připevněn k nápravnici zadní nápravy. Na jeho zadním víku je připevněn silentblok, který tvoří třetí opěrný bod zadní nápravnice s karoserií vozu. Silentblok na diferenciálu společně se dvěma silentbloky v nápravnici byly nahrazeny polyuretanovými. Stejně pak čtyři silentbloky mezi nápravnicí a vlečenými rameny, kde na každé rameno připadají dva silentbloky, byly taktéž nahrazeny tužšími polyuretanovými.

2.3 ANALÝZA STÁVAJÍCÍ PŘEDNÍ NÁPRAVY

Pro kinematickou analýzu bylo nejprve nutné přesně změřit stávající nápravu. Z počátku bylo měření provedeno na karoserii vozidla, kde se měřily převážně polohy bodů uchycení předního zavěšení ke karoserii. Další fází měření bylo měření samostatných dílů zavěšení vymontovaných z vozu, jako jsou například ramena, pružné vzpěry McPherson, řízení apod. Při měření rozměrů jak délkových, tak úhlových byly použity ruční měřidla, ku příkladu posuvné měřidlo s rozsahem 500 mm, různé úhelníky a úhломěry a další. Pro minimalizování chyby měření bylo provedeno vždy několik měření jednoho konkrétního rozměru, avšak ruční měření je vždy doprovázeno určitou chybou měření. Po naměření rozměrů jednotlivých komponent byly rozměry vloženy do programu Autodesk Inventor, kde po sestavení modelu předního zavěšení a pomocí zvolení počátku byly určeny souřadnice (x , y , z) jednotlivých významných bodů. Počátek souřadnicového systému byl zvolen v rovině vozovky ležící ve středové podélné rovině vozu v úrovni středů předních kol. Při prvních sadách hodnot měření, pro daný druh a způsob měření, byla relativní chyba vypočtena přibližně na 10 %. Jako skutečné hodnoty do výpočtu relativní chyby měření byly použity hodnoty získané z laserového zařízení měřící geometrii kol. V konečných souřadnicích bodů by chyba neměla přesáhnout tuto hodnotu a měla by být podstatně menší, a to z důvodu dalších sad měření rozměrů, kdy relativní chyba například u hodnoty záklonu rejdové osy klesla na méně než 1 %.

Pro analýzu geometrie a kinematických veličin bylo využito softwaru Adams od společnosti MSC Software. Program pomáhá při studiu dynamicky pohybujících se částí a také umí určit jaké zatížení a rozložení sil působí v daném mechanickém systému. [8]



Obr. 2.2 Model stávající přední nápravy v programu MSC Adams

Obrázek 2.2 zobrazuje model předního zavěšení vozu v programu Adams. Pro kinematickou analýzu bylo použito paralelního pohybu kol.

Kromě souřadnic bodů určujících geometrii přední nápravy je třeba do softwaru zadat další data týkající se vozu, jako jsou například:

- hmotnost vozu 930 kg
- rozvor náprav 2570 mm
- poloměr pneumatiky 310 mm
- tuhost pneumatiky $350 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$
- výška těžiště 540 mm
- statický odklon kol $-3,17^\circ$
- sbíhavost $-0,13^\circ$

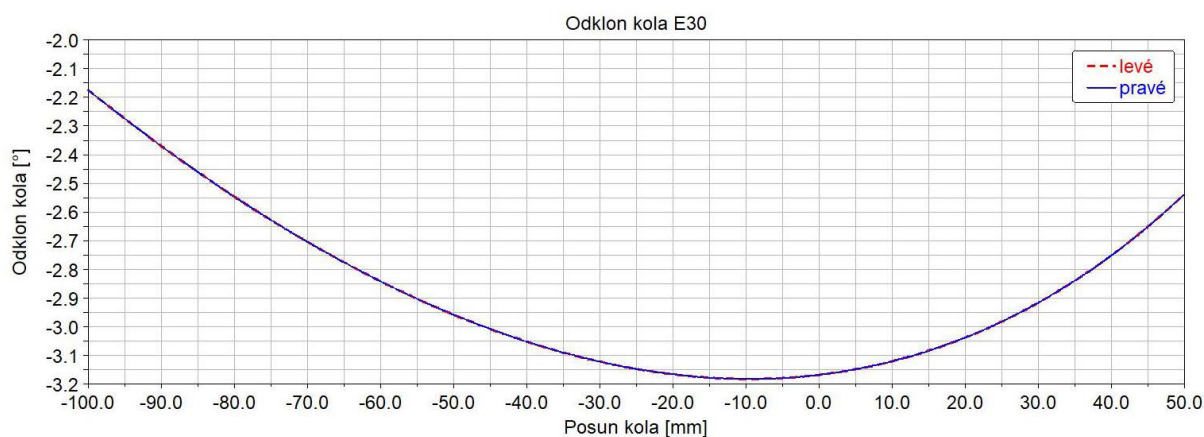
Hmotnost vozu je naměřena i s uvnitř sedícím řidičem a na přední nápravu z toho připadá 530 kg. Na voze jsou kola o velikosti 17" se závodními pneumatikami o rozměru 260/620. Výška těžiště nemohla být naměřena, a to díky absenci speciálního vybavení, tudíž její hodnota byla stanovena na 540 mm nad vozovkou. Při určování této hodnoty bylo přihlíženo na výšku těžiště u vozů stejné či podobné konstrukce a specifikace.

Pohyb kola při analýze byl nastaven na hodnotu 50 mm pro stlačení a 100 mm pro vyvěšení kol. Tyto hodnoty byly vzaty jako krajní polohy, kdy při stlačení 50 mm od rovnovážné polohy se tlumič zastavoval o doraz a následně pružina dosahovala maximální komprese. Při hodnotě vyvěšení 100 mm dosáhne tlumič svého maximálního zdvihu.

ODKLON KOLA

Statická hodnota odklonu kola je nastavena na $-3,17^\circ$. Na obrázku 2.3 je patrné, jak se mění odklon kol při propružení a vyvěšení. Rameno zavěšení není ve vodorovné pozici, ale je naklopeno nahoru směrem od středu vozu. To je dáno snížením vozu za pomoci kratších pružin pérování. V důsledku kratší pružiny karoserie včetně vnitřního a zadního uložení ramene klesne, ale vnější uložení s nábojem uvnitř kola svou výšku nezmění.

Minimální hodnota odklonu činí $-3,18^\circ$ při vyvěšení kola o $-9,55 \text{ mm}$.

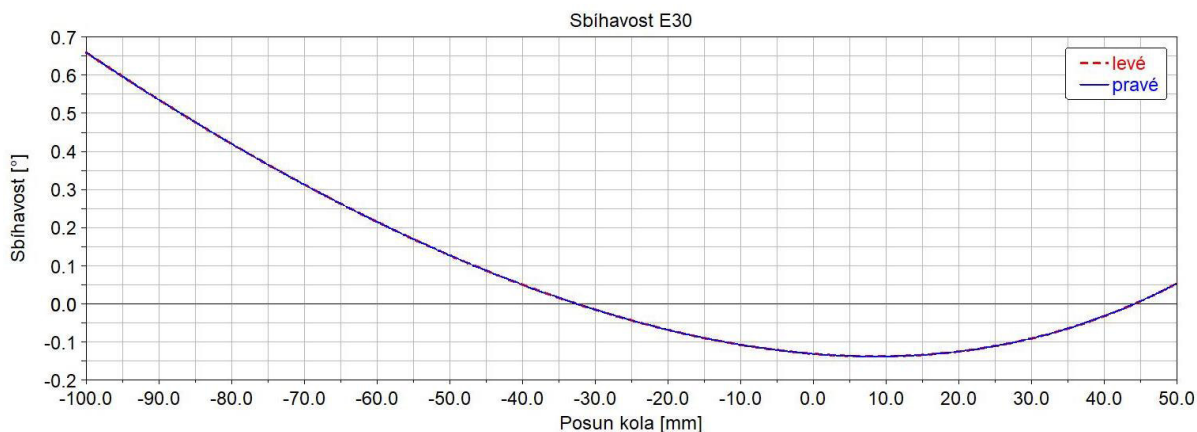


Obr. 2.3 Odklon kola stávajícího řešení

SBÍHAVOST

Po dlouhém testování vozu byla hodnota statické sbíhavosti nastavena na hodnotu $-0,13^\circ$, neboli 2 mm negativní sbíhavosti. S takto nastavenou sbíhavostí vůz při jízdě v přímém směru není příliš stabilní a musí být vynaloženo větší úsilí řidiče pro udržení směru. Na druhou stranu však daná negativní sbíhavost pomáhá v zatáčkách, kde takto nastavený vůz nejvíce vyhovuje jezdcí a jeho jízdnímu stylu.

Minimální hodnota sbíhavosti $-0,13^\circ$ je při stlačení kola o 8,75 mm.

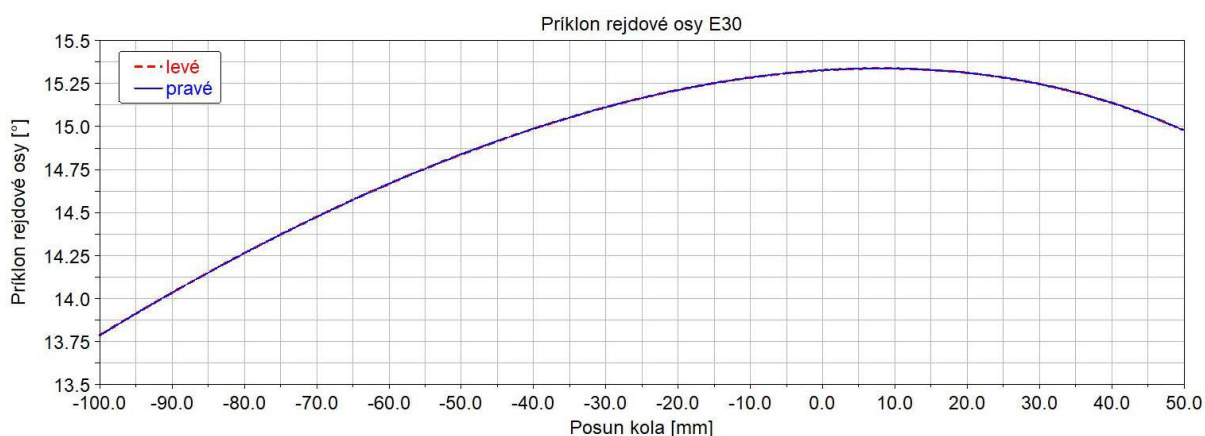


Obr. 2.4 Sbíhavost stávajícího řešení

PŘÍKLON REJDOVÉ OSY

Statická hodnota příklonu rejdové osy je $15,33^\circ$.

Maximální hodnota příklonu rejdové osy činí $15,34^\circ$ při stlačení kola o 8 mm.

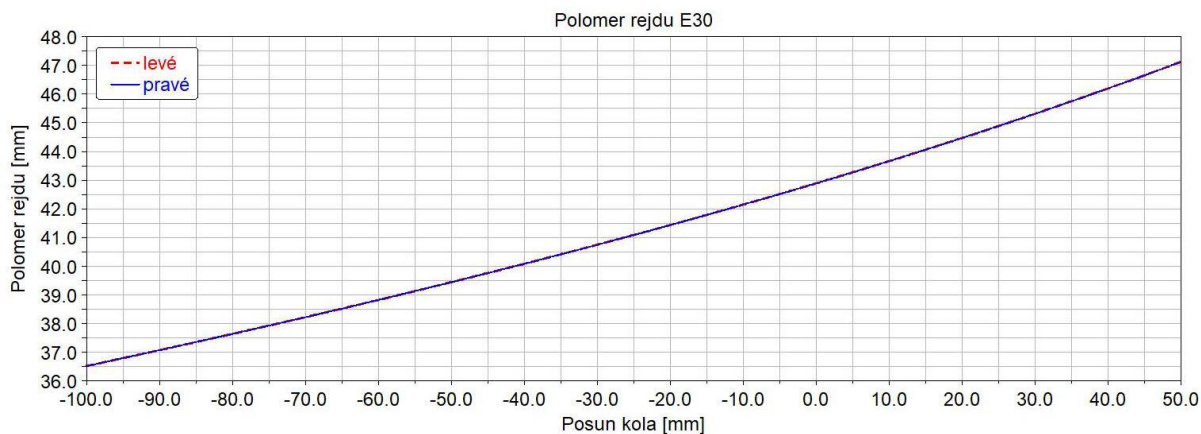


Obr. 2.5 Příklon rejdové osy stávajícího řešení

POLOMĚR REJDU

Hodnota při klidové poloze je rovna 42,9 mm.

Maximální a minimální hodnoty jsou v krajních polohách, kdy maximum 47,12 mm nastává při stlačení 50 mm a minimální hodnota 36,53 mm při vyvěšení –100 mm.

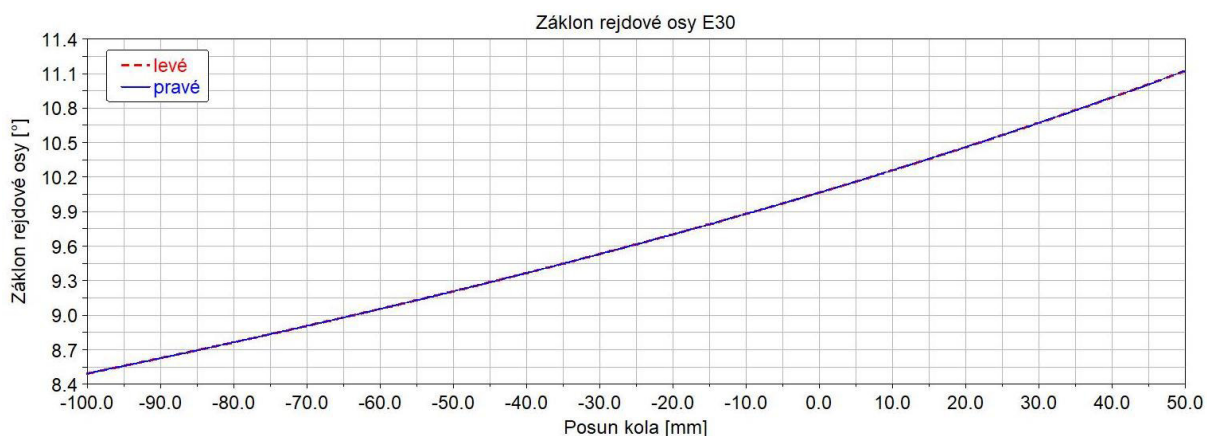


Obr. 2.6 Poloměr rejdu stávajícího řešení

ZÁKLON REJDOVÉ OSY

Hodnota statického záklonu rejdové osy je 10,06 °.

Minimum a maximum nastávají v krajních polohách pohybu kola. Minimum 8,49 ° při maximálním vyvěšení kola a největší hodnota 11,12 ° při maximálním stlačení.

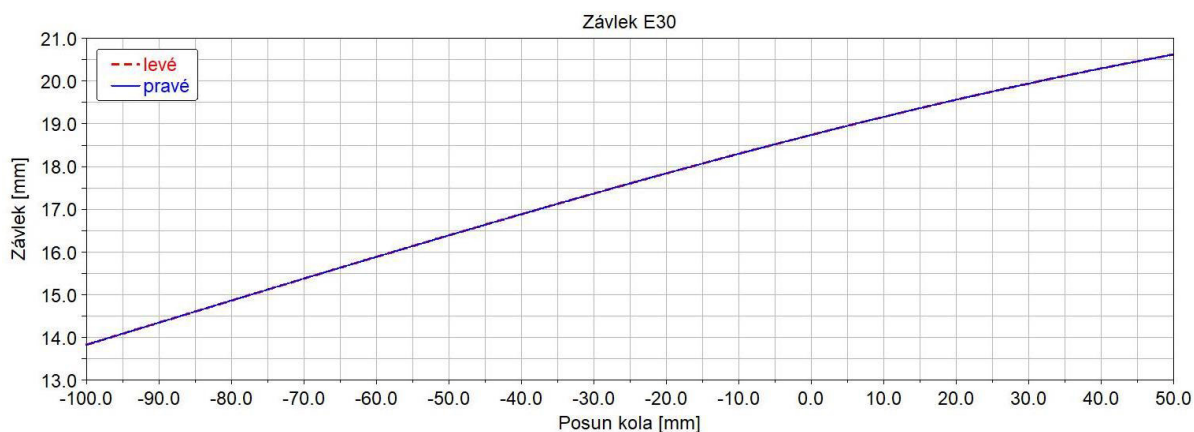


Obr. 2.7 Záklon rejdové osy stávajícího řešení

ZÁVLEK

Při statické poloze je hodnota závleku 18,74 mm.

Maximální a minimální hodnoty jsou v krajních polohách, kdy maximum 20,63 mm nastává při stlačení 50 mm a minimální hodnota 13,83 mm při vyvěšení –100 mm.

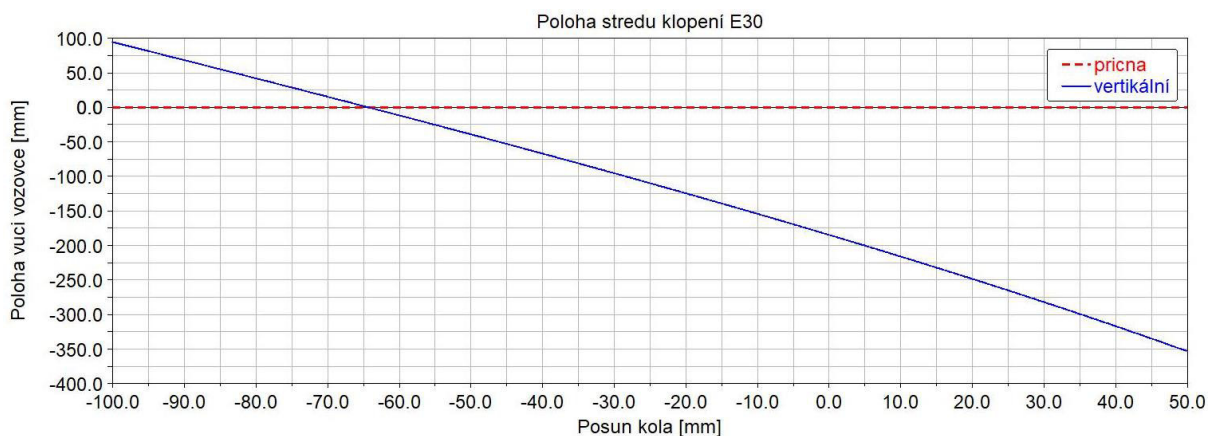


Obr. 2.8 Závlek stávajícího řešení

STŘED KLOPENÍ

Střed klopení přední nápravy se při statické poloze nachází –184,32 mm pod rovinou vozovky.

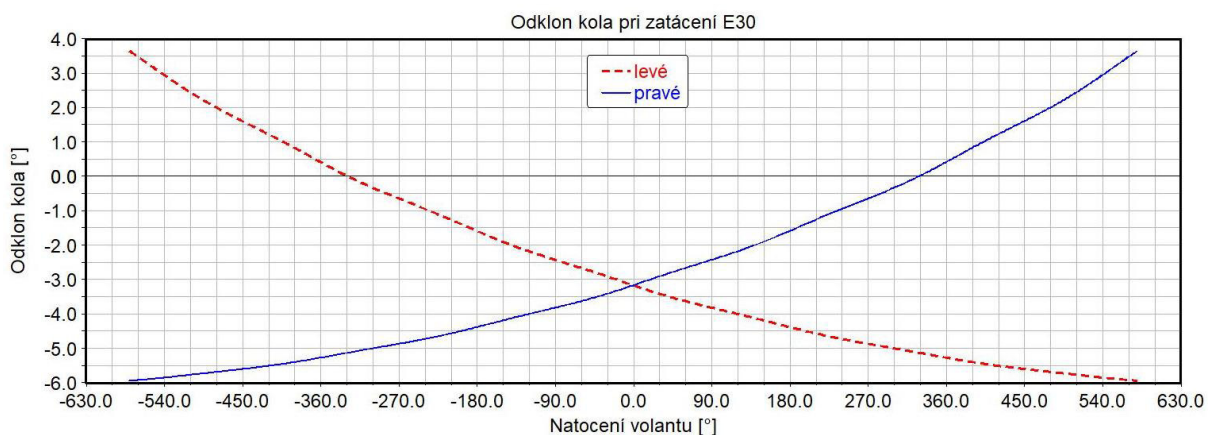
Při maximálním vyvěšení kola se střed klopení dostane 94,88 mm nad rovinu vozovky. Při maximálním stlačení se střed klopení nachází –352,71 mm pod rovinou vozovky.



Obr. 2.9 Poloha středu klopení stávajícího řešení

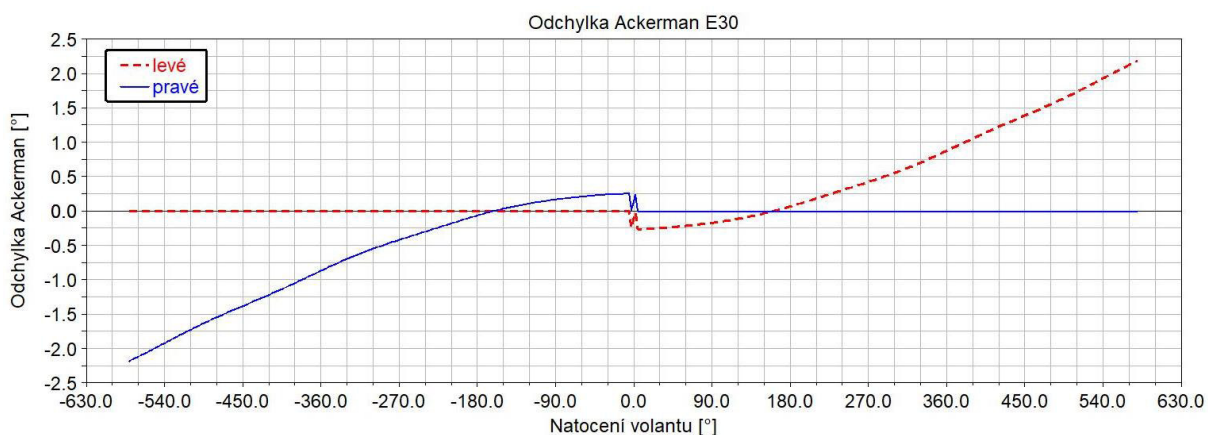
ŘÍZENÍ

Natočení volantu je v rozmezí -580° až 580° , kdy záporné hodnoty odpovídají zatáčení vlevo a kladné vpravo. Obr. 2.9 znázorňuje změnu odklonu v závislosti na natočení volantu, kdy hodnota statického odklonu činí $-3,17^\circ$. Při maximálním zatočení vlevo odklon levého kola dosáhne hodnoty $3,64$ pozitivního odklonu. Při maximálním zatočení volantu vpravo dosáhne $-5,94^\circ$ negativního odklonu. Pro pravé kolo platí stejné hodnoty při zatáčení v opačném směru.



Obr. 2.10 Odklon kola při zatáčení stávajícího řešení

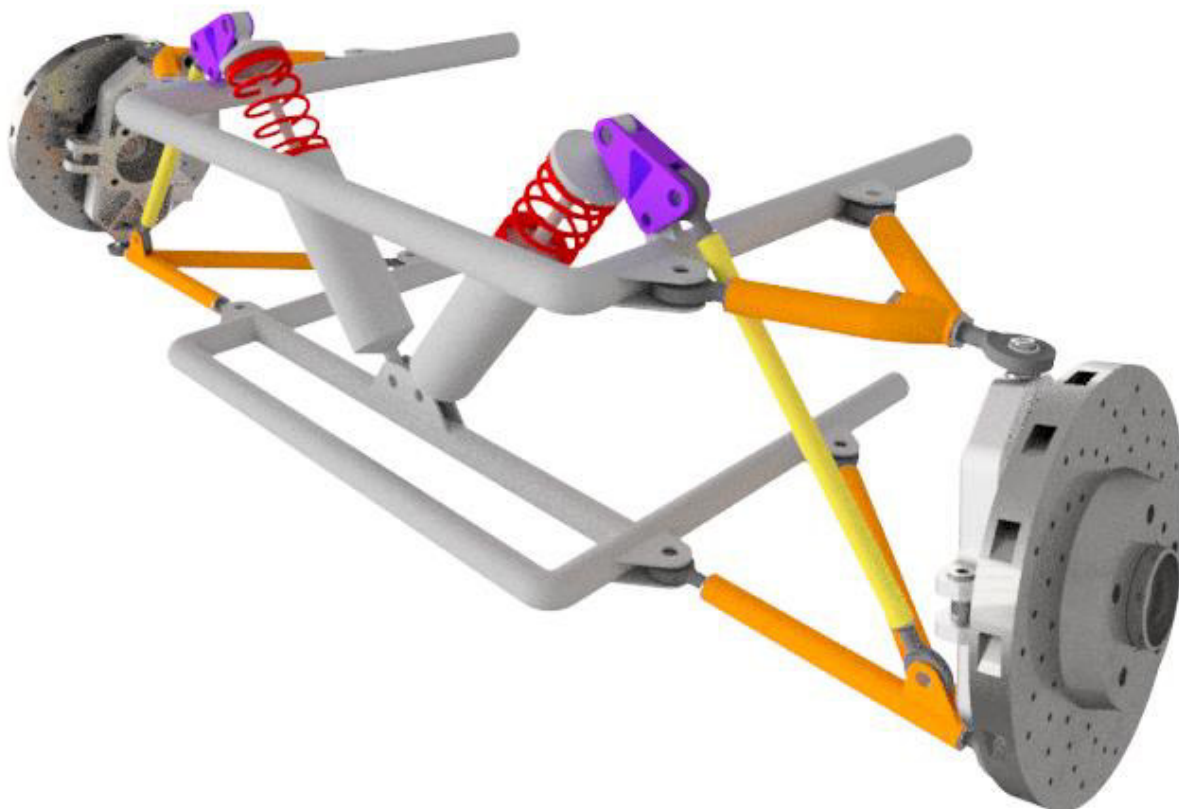
Odchylka od ideálního úhlu pro dosažení Ackermanovy geometrie pro levé a pravé kolo je znázorněna na obr. 2.10. Maximální odchylka nastává při maximální zatočení kola a hodnota je $2,18^\circ$.



Obr. 2.11 Odchylka od Ackermanovy geometrie stávajícího řešení

3 PRVNÍ OBECNÝ NÁVRH

V prvním konstrukčním návrhu přední nápravy pro novou evoluci vozu bylo řešeno uspořádání a technické řešení zavěšení jako celku. Řešeny byly rozměry a způsoby uchycení jednotlivých prvků dle požadavků majitele. Obr. 3.1 zobrazuje render obecného návrhu nově navržené přední nápravy vozu s lichoběžníkovým zavěšením.



Obr. 3.1 První obecný návrh přední nápravy s lichoběžníkovým zavěšením

Základními požadavky pro návrh nového zavěšení bylo nepřekročení celkové šířky vozu 2000 mm. Tato hodnota vychází z propozic pro podnik Mistrovství české republiky v automobilových závodech do vrchu. Hodnota maximální šířky pro nový návrh byla zvolena na hodnotu 1950 mm, aby bylo zaručeno, že v žádném případě při nastavování parametrů nápravy nedojde k jejímu překročení. Tato hodnota je také závislá na velikosti použitých kol a pneumatik. V návrhu je počítáno s použitím disků o velikosti 18 ″, šířce 9,5 ″ a zálisem ET 22 mm. Uvažované rozměry použitých závodní pneumatik jsou šířka 270 mm a průměr 640 až 650 mm.

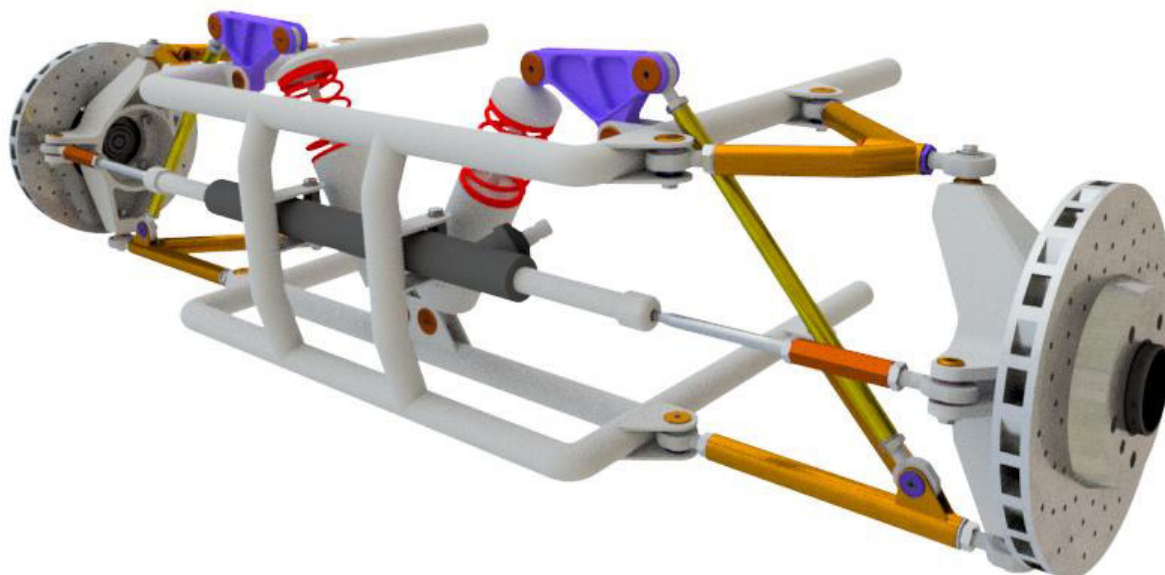
Dalším jasně daným parametrem je vytvoření požadovaného místa pro zástavbu vidlicové osmiválcové pohonné jednotky. Vzdálenost vnitřních kloubů horního levého a pravého příčného ramene byla určena na hodnotu 850 mm a vzdálenost vnitřních kloubů spodních ramen 800 mm. Při těchto hodnotách je počítáno s průměrem trubek nosného rámu 40 mm. To je hodnota, která je použita pro rám nosné konstrukce celého vozu.

Kvůli aerodynamickým prvkům, které jsou na voze zamýšleny, bylo požadavkem majitele také uvolnění prostoru mezi rámem vozu a těhlicí tak, aby bylo umožněno co možná největšímu množství vzduchu tímto prostorem proudit bez většího odporu. Proto bylo zvoleno přepákování tlumicí jednotky pomocí vahadla směrem do středu vozu. Tím bylo docíleno uvolnění prostoru a v cestě proudícímu vzduchu bude stát pouze táhlo přepákování a nikoli celý tlumič s pružinou. Pro lepší rozložení hmotnosti bylo také uvažováno o přepákování tlumičů podélně na horní část předního rámu směrem dozadu. Z tohoto návrhu bylo ale upuštěno a to proto, že by se tlumiče nacházely v těsné blízkosti výfukových svodů a byly by tak nadměrně zahřívány a tepelně namáhány. Tlumiče tedy byly umístěny do středu vozu, kde je k nim snadný přístup a jelikož pohonná jednotka bude více zasunuta směrem do kabiny, nežli tomu bylo u předchozí verze vozu, ničemu nebrání. Tyč přepákování, vahadlo a samotná tlumicí jednotka jsou umístěny v jedné rovině příčné k vozu, aby se omezilo namáhání komponent přepákování v dalších směrech.

Požadováno také bylo minimalizování délky nosného předního rámu od středu kola dopředu kvůli rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravou vozu. To se nejvíce týká uložení vnitřních kloubů ramen, které na svou podporu potřebují nosný rám. Spodní rameno zavěšení bylo tedy navrženo tak, že jeho přední část je příčná a kolmo k nosnému rámu spojuje těhlici a vnitřní kloub ramene. Zadní část ramene je rozevřena směrem dozadu k zachycení podélných sil vznikajících mezi pneumatikou a vozovkou. Horní rameno kvůli přepákování tlumicí jednotky nemohlo mít stejnou konstrukci a přední část musela být posunuta směrem dopředu.

4 NÁVRH NOVÉHO ZAVĚŠENÍ

Výsledný návrh lichoběžníkového zavěšení vznikl na základě přepracování obecného návrhu vyřešením konstrukčních detailů, nastavením kinematických bodů a upravením jednotlivých komponent. Obrázek 4.1 ukazuje výsledný render navržené nápravy.



Obr. 4.1 Návrh nové přední nápravy s lichoběžníkovým zavěšením

4.1 KONSTRUKCE

V této části budou popsány konstrukční uzly a řešení konstrukce jednotlivých prvků a jejich napojení mezi sebou. Modely jednotlivých komponent a celé sestavy byly vytvořeny v prostředí softwaru Autodesk Inventor.

TĚHLICE

Návrh těhlice je nejkomplexnější navrženou částí přední nápravy, ke které je připevněno velké množství dalších komponent. Bylo rozhodnuto, že těhlice bude vyrobena obráběním z jednoho kusu materiálu. Je to snazší řešení při kusové výrobě než ku příkladu těhlice vyrobená odléváním. Materiálem pro výrobu byla zvolena vlastnostmi vhodná a dostupná varianta slitiny hliníku s označením 2024 T3 (ALCu4Mg1) s materiálovými vlastnostmi viz tab. 4.1.

V návrhu je snaha o využití co možná nejvíce komponentů ze sériové výroby, a to pro zjednodušení a zlevnění nápravy. V důsledku toho bylo zvoleno použití sériového náboje kola, a to z vozu BMW řady 5 z modelu E60. Jde o náboj s roztečí děr 5 x 120 mm pro šrouby k upevnění kola. Náboj je kompaktní a je připojen k těhlici čtyřmi šrouby, což velice usnadňuje jeho montáž i případnou výměnu. Navíc jde o náboj používaný v sériové produkci pro vozy s podstatně vyšší hmotností a životností pro větší nájezd kilometrů, tudíž životnost a pevnostní odolnost nemusí být kontrolovány.



Obr. 4.2 Těhlice s nábojem a čepy

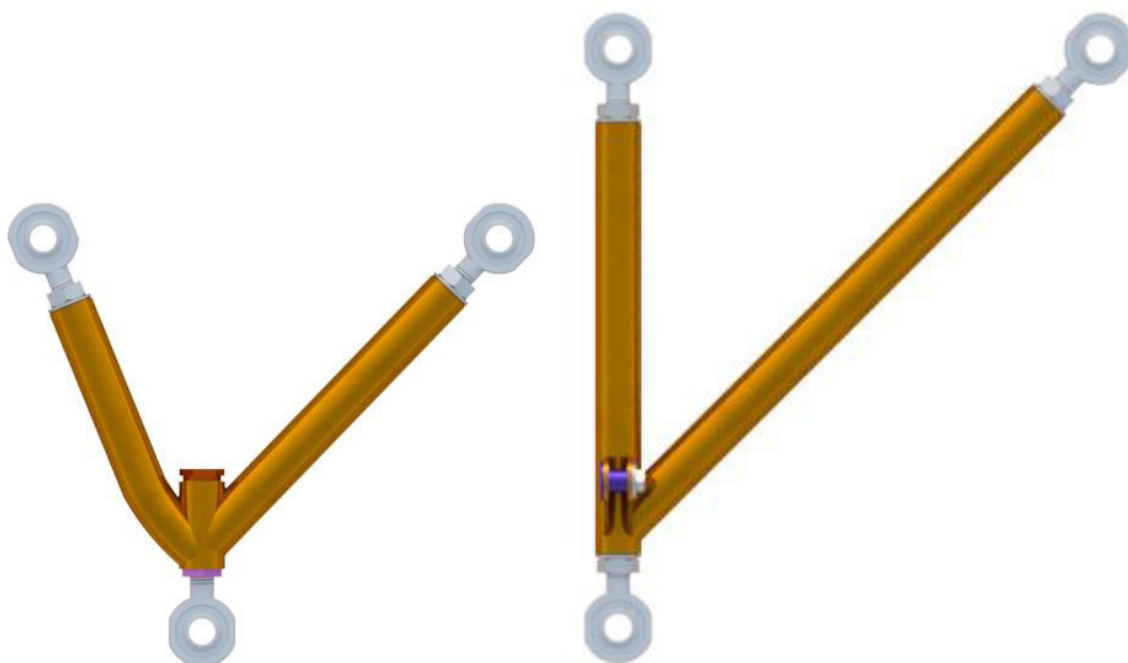
Brzdový systém byl zvolen od společnosti Brembo. Brzdový třmen bude hliníkový se čtyřmi pístky a je šroubovaný s roztečí šroubů 130 mm k těhlici radiálně, na rozdíl od stávající verze s litinovým plovoucím třmenem šroubovaným axiálně. Bude použit ventilovaný brzdový kotouč o průměru 325 mm.

K těhlici ze strany přední části vozu je připevněno řízení. Hřeben řízení je využit také sériový, stejně tak axiální kloub spojovací tyče. Mezi kloubovou hlavici připevněnou k čepu na těhlici a axiálním táhlem řízení je přidán mezikus s vnitřním závitem pro dosažení požadované délky spojovací tyče. Tento mezikus je zajištěn dvěma pojistnými maticemi proti pootočení a zafixování polohy komponent vůči sobě. Poloha kloubové hlavice na čepu těhlice je vymezena distančními podložkami, které vymezují polohu ve svislém směru a jsou navrženy tak, aby nebránily pohybu kloubové hlavice při vykývnutí. Kloubová hlavice je použita SA 15 C od firmy SKF. Hlavice je se závitem M14 a vnitřním průměrem otvoru pro čep 15 mm. Čep řízení na těhlici je dutý, prochází oběma oky těhlice a na jednom konci je rozšířený. Druhý konec je bez rozšíření a do otvoru se závitem je umístěn šroub zamezující vypadnutí čepu z těhlice.

Ve vrchní a spodní části těhlice jsou umístěny čepy pro uchycení příčných ramen zavěšení. Čepy jsou průchozí a bez závitu. Čepem prochází šroub s maticí, který brání posunu čepu z těhlice a zároveň upevňuje vnější kloubové ložisko ramene na čep.

RAMENA

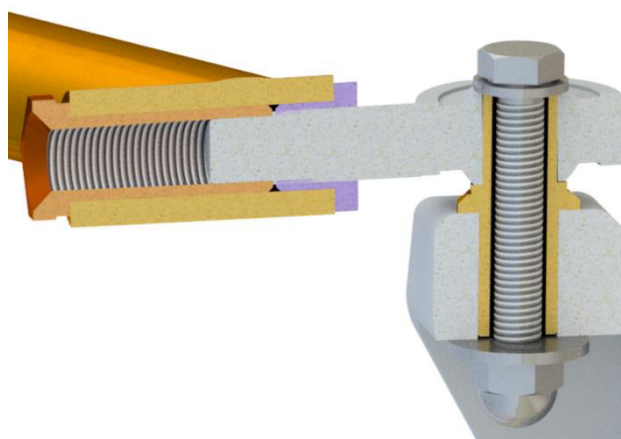
Obě příčná ramena zavěšení jsou navržena z bezešvých trubek o průměru 30 mm a tloušťkou stěny 2 mm. Do konců ramen jsou zašroubovány kloubové hlavice SALKB 16 F od firmy SKF. Jde o kloubové hlavice se závitem M16 a otvorem pro čep o průměru 16 mm.



Obr. 4.3 Horní (vlevo) a dolní (vpravo) rameno zavěšení

Horní rameno je kratší než spodní a přední část je vyhnuta kvůli tyči přepákování tlumící jednotky. V koncových částech ramene jsou přivařeny vložky se závity, které vedou kloubové hlavice a do kterých se opírají jistící matice sloužící k zafixování polohy kloubové hlavice. Ve vnější části ramene, kde se nachází kloubová hlavice pro upevnění k těhlici, jsou otočné vložky viz obrázek 4.4. Vložky jsou přesně vedeny vnitřní stěnou trubky ramene. Menší fialová vložka má funkci jistící matice. Po jejím uvolnění je možné otáčet větší zlatou vložkou, což má za následek posun kloubové hlavice v axiálním směru dovnitř či ven z ramene. Tímto způsobem lze nastavit přesnou hodnotu posunu kloubové hlavice, na rozdíl od konců se zavařenou vložkou, kdy je limit posunu vždy polovina stoupání závitu. Posunem čepu na vnější straně ramene se dá nastavovat hodnoty jako jsou například odklon kola a příklon rejdové osy.

Spodní rameno je zhotoveno z přímých trubek bez ohybů. U tohoto ramene jsou všechny tři zakončení zkonstruovány stejně, a to pomocí přivařených vložek. Na přední části ramene, která je orientována kolmo k rovině vozu, je přivařen držák k upevnění tyče přepákování. Jde o dvě stojny s tloušťkou 3 mm a otvorem o průměru 15 mm.



Obr. 4.4 Řez upevněním horního ramene k těhlici

Vnitřní čepy obou ramen jsou připevněny k rámu pomocí čepu se závitem obdobné konstrukce jako v případě čepu řízení na těhlici, jde ale o čepy většího průměru. Rozteč vnitřních svislých čepů horního ramene činí 290 mm a spodního 300 mm. Přední úchyty jsou v podélné rovině vozu vůči sobě posunuty tak, že přední čep horního ramene je o 45 mm více vpředu.

PŘEPÁKOVÁNÍ

Přepákování tlumící jednotky umožnilo tlumič s pružinou umístit směrem do středu vozu před pohonnou jednotku vozu. Celá soustava přepákování leží v jedné rovině, a to rovině kolmé na podélnou rovinu vozu, a to kvůli minimalizování bočních sil působících na soustavu. Tyč přepákování je trubka o průměru 20 mm a tloušťkou stěny 1,5 mm. Na obou koncích má přivařené vložky se závitem pro kloubové hlavice SA 15 C, které jsou zajištěny jisticí maticí.



Obr. 4.5 Vahadlo přepákování

Komponentou převádějící pohyb z tyče přepákování na samotný tlumič je vahadlo. Na jednom konci je k němu připevněna kloubová hlavice tyče přepákování pomocí čepu a na druhém je připevněn tlumič taktéž pomocí čepu. Spodní část je připevněna k rámu přes jehlové ložisko NKI 1720 od firmy SKF s vnějším průměrem 17 mm, které je ve vahadlu zajištěno pojistným kroužkem. Aby se zamezilo odírání spodní části vahadla o úchyt na rámu, bude v okolí čepu na vnějších stranách vahadlo opatřeno kluznými podložkami z PTFE teflonu, který vyniká svými kluznými vlastnostmi.

Tabulka 4.1 shrnuje materiály hlavních komponent předního zavěšení a udává jejich pevnostní parametry. Tabulka 4.2 shrnuje únosnosti ložisek a kloubových hlavíc.

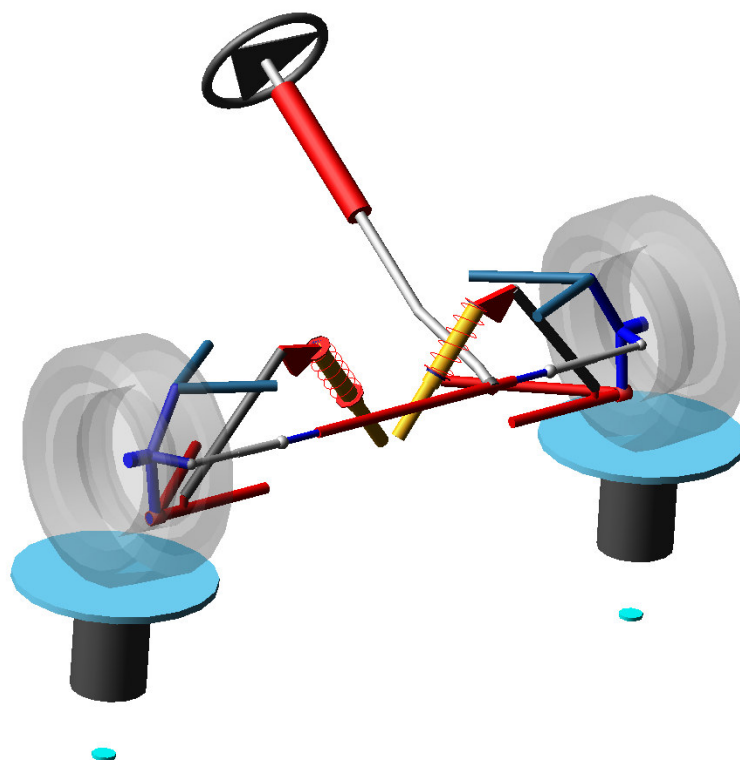
Tab. 4.1 Souhrn materiálových vlastností komponentů [12, 13]

Díl	Materiál	Mez kluzu Rp _{0,2} [MPa]	Mez pevnosti Rm [MPa]
Těhlice	Dural EN AW 2024 T3	290	420
Ramena	Ocel 15230.6	635	780
Tyč přepákování	Ocel 15230.6	635	780
Vahadlo	Dural EN AW 2024 T3	290	420
Čepy	Ocel 15230.6	635	780
Vložky	Ocel 15230.6	635	780

Tab. 4.2 Souhrn únosností komponent SKF [14]

Komponenta	Označení	Základní dynamická únosnost [kN]	Základní statická únosnost [kN]
Kloubová hlavice	SALKB 16 F	21,4	34,5
Kloubová hlavice	SA 15 C	18	34,5
Jehlové ložisko	NKI 1720	17,2	27

4.2 ANALÝZA NOVĚ NAVRŽENÉ NÁPRAVY



Obr. 4.6 Model navržené přední nápravy v programu MSC Adams

Analýza nově navržené přední nápravy s lichoběžníkovými rameny byla provedena v programu MSC software Adams. Základní parametry vstupující do výpočtu jsou:

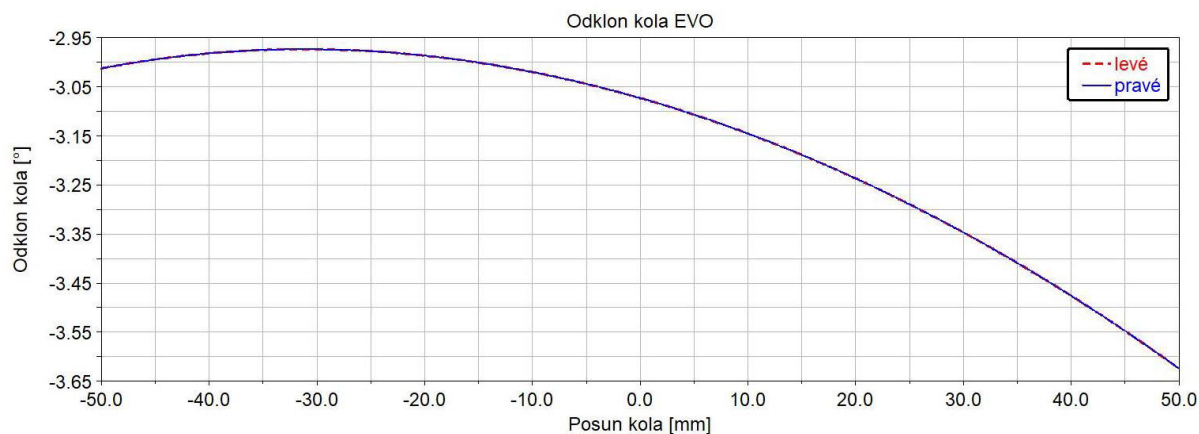
- hmotnost vozu 850 kg
- rozvor náprav 2 570 mm
- poloměr pneumatiky 320 mm
- tuhost pneumatiky 350 N·m⁻¹
- výška těžiště 540 mm
- odklon kol -3,07 °
- sbíhavost -0,1 °

Kinematické body a statické parametry nápravy, jako například příklon a záklon rejdové osy, byly voleny tak, aby odpovídaly stávajícímu řešení. Nastavení hodnot vyvšení a stlačení kol je na hodnotu 50 mm pro oba stavy. Tato hodnota vychází z konstrukčně maximálního možného pohybu kola, které je nejvíce limitováno omezeným výkyvem kloubových hlavic. Ty mají maximální výkyv 15 °, což dovolí kolu maximální posun při stlačení a vyvšení o 64,87 mm. Až k těmto hodnotám analýza nebyla nastavena, a to z důvodu reálné využitelnosti, kdy při těchto hodnotách výkyvu je možnost poškození kloubových hlavic. Vyžití dorazů zabrání se k této maximální hodnotě výkyvu dostat.

ODKLON KOLA

Statická hodnota odklonu kola je nastavena na $-3,07^\circ$.

Maximální hodnota odklonu činí $-2,97^\circ$ a to při vyvěšení kola o $-31,2$ mm.

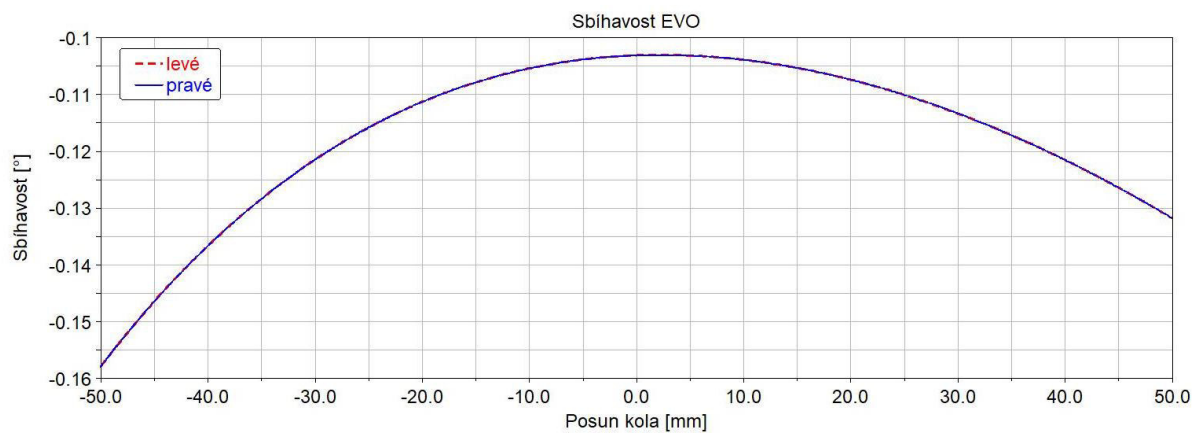


Obr. 4.7 Odklon kola nově navrženého řešení

SBÍHAVOST

Hodnota statické sbíhavosti byla nastavena na hodnotu $-0,1^\circ$.

Vrchol křivky má stejnou hodnotu jako statická hodnota a nastane při stlačení 2,3 mm.

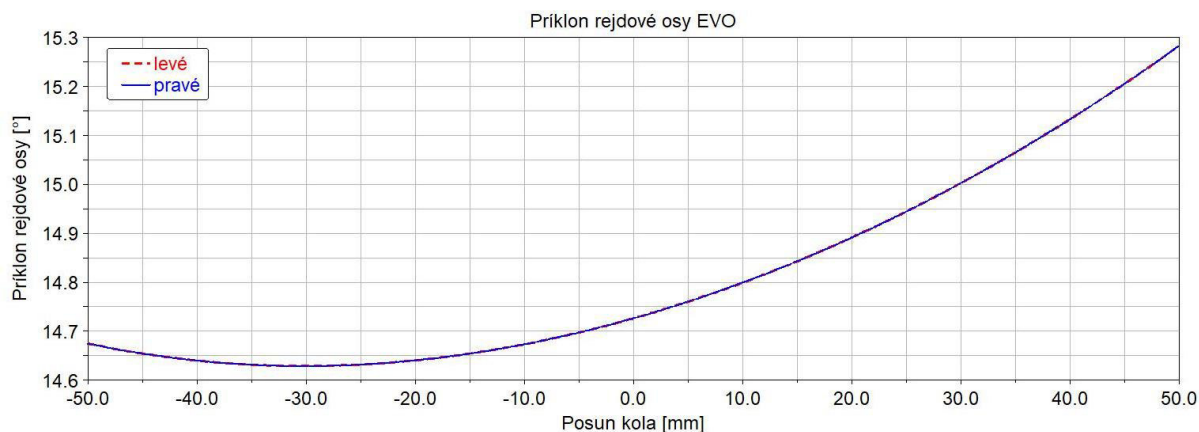


Obr. 4.8 Sbíhavost nově navrženého řešení

PŘÍKLON REJDOVÉ OSY

Statická hodnota příklonu rejdové osy je $14,73^\circ$.

Minimální hodnota příklonu rejdové osy činí $14,63^\circ$ při vyvěšení kola o $-30,2$ mm.

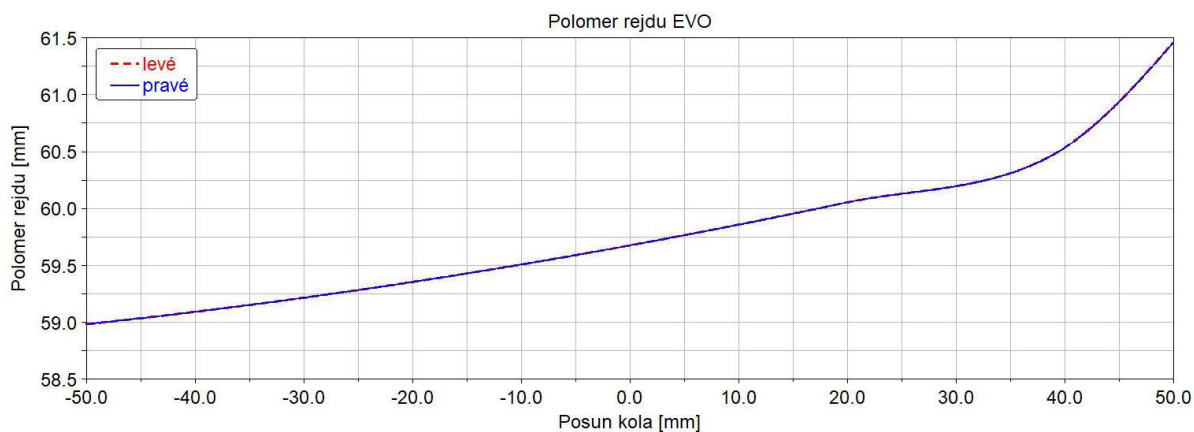


Obr. 4.9 Příklon rejdové osy nově navrženého řešení

POLOMĚR REJDU

Hodnota při klidové poloze je rovna 59,68 mm.

Maximální a minimální hodnoty jsou v krajních polohách, kdy maximum 61,46 mm nastává při stlačení 50 mm a minimální hodnota 58,99 mm při vyvěšení -50 mm.

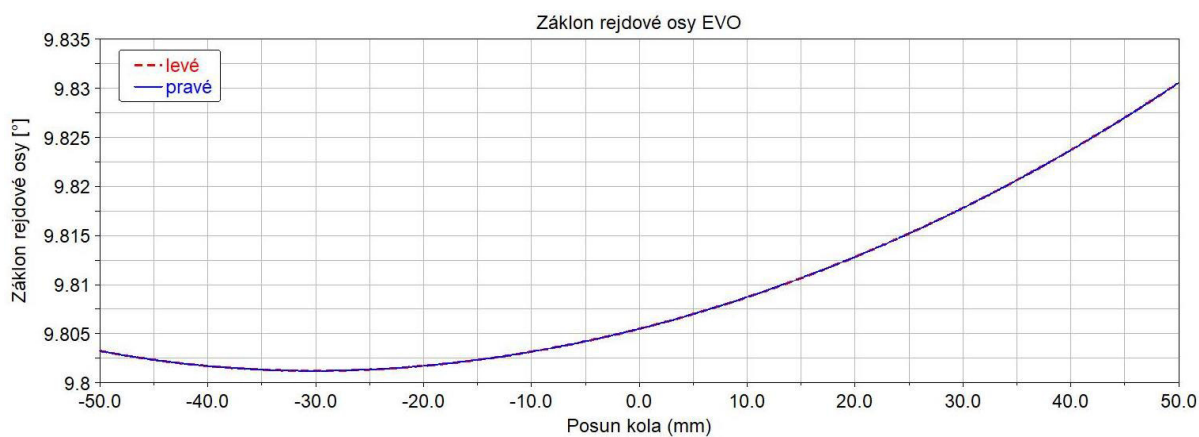


Obr. 4.10 Poloměr rejdu nově navrženého řešení

ZÁKLON REJDOVÉ OSY

Hodnota statického záklonu rejdové osy je $9,806^\circ$.

Minimum $9,801^\circ$ nastává při vyvěšení kola o hodnotu $-30,2$ mm.

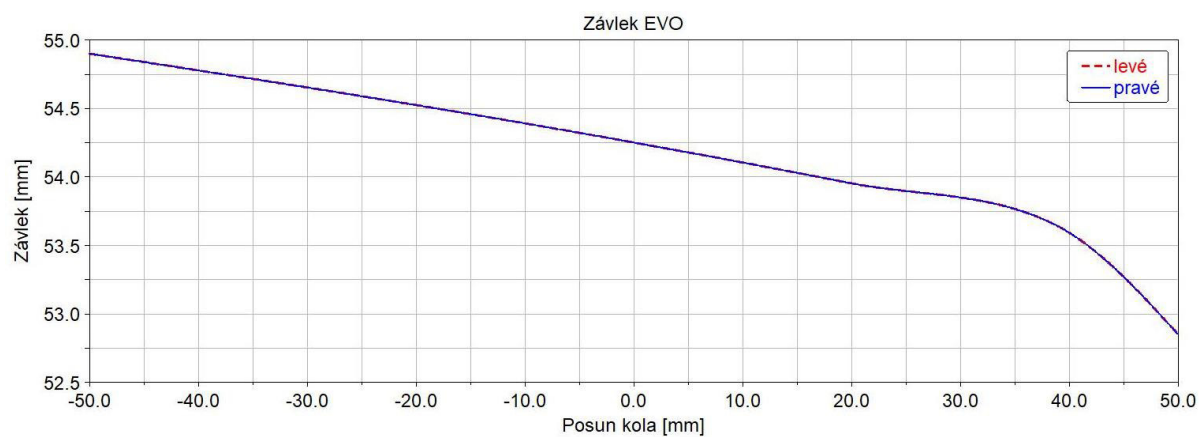


Obr. 4.11 Záklon rejdové osy nově navrženého řešení

ZÁVLEK

Při statické poloze je hodnota závleku $54,25$ mm.

Maximální a minimální hodnoty jsou v krajních polohách, kdy maximum $54,9$ mm nastává při vyvěšení -50 mm a minimální hodnota $52,85$ mm při stlačení 50 mm.

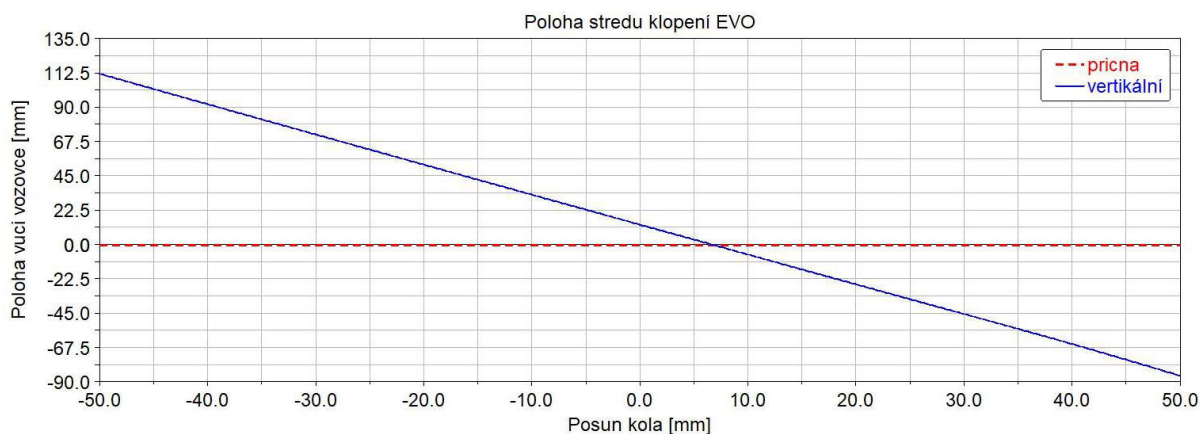


Obr. 4.12 Závlek nově navrženého řešení

STŘED KLOPENÍ

Střed klopení přední nápravy se při statické poloze nachází 13,51 mm nad rovinou vozovky.

Při maximálním vyvážení kola se střed klopení dostane 111,88 mm nad rovinu vozovky. Při maximálním stlačení se střed klopení nachází –83,69 mm pod rovinou vozovky.

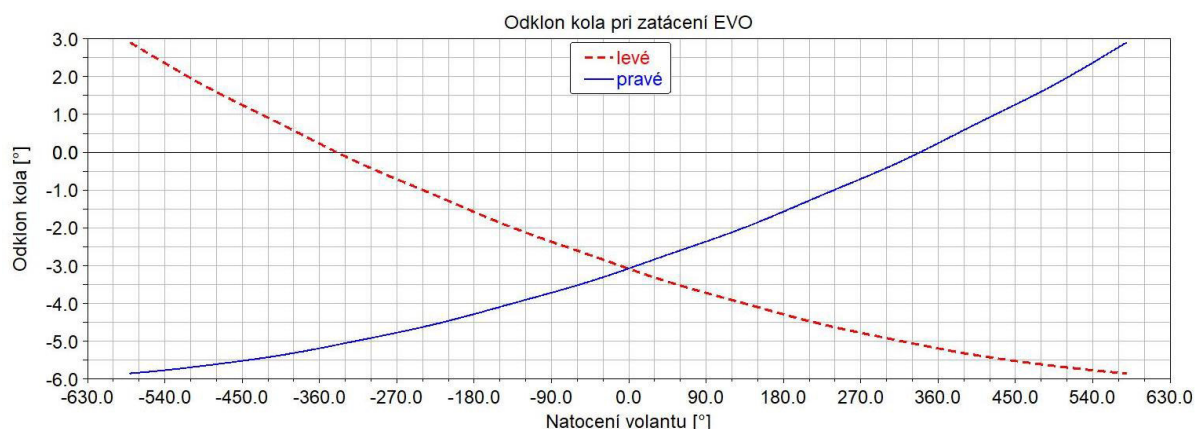


Obr. 4.13 Poloha středu klopení nově navrženého řešení

ŘÍZENÍ

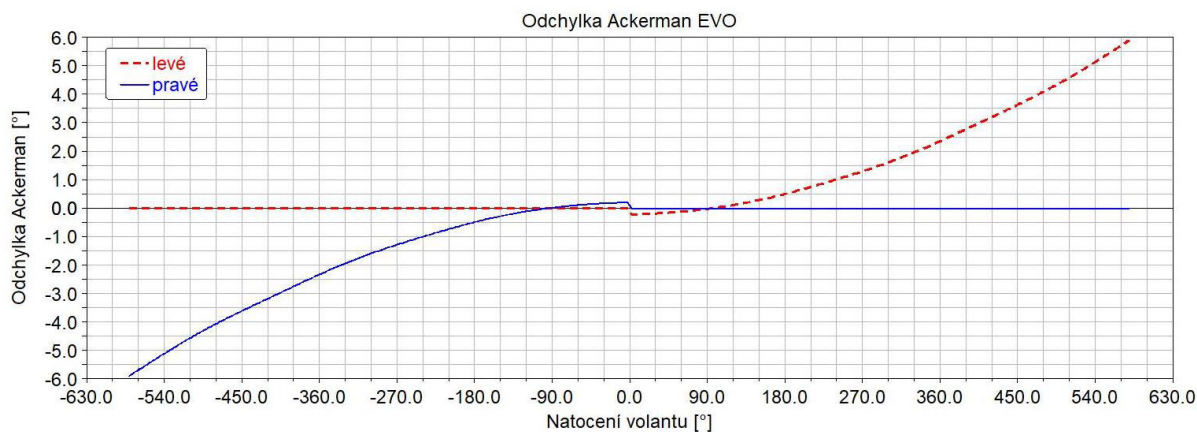
Natočení volantu je v rozmezí -580° až 580° , kdy záporné hodnoty odpovídají zatáčení vlevo a kladné vpravo. Obr. 4.14 znázorňuje změnu odklonu v závislosti na natočení volantu, kdy hodnota statického odklonu činí $-3,07^\circ$.

Při maximálním zatočení vlevo odklon levého kola dosáhne hodnoty $2,9^\circ$ pozitivního odklonu. Při maximálním zatočení volantu vpravo dosáhne $-5,84^\circ$ negativního odklonu. Pro pravé kolo platí stejné hodnoty při zatáčení v opačném směru.



Obr. 4.14 Odklon kola při zatáčení nově navrženého řešení

Odchylka od ideálního úhlu pro dosažení Ackermanovy geometrie pro levé a pravé kolo je znázorněna na obr. 4.15. Maximální odchylka, která je $5,89^\circ$, nastává při maximálním zatočení kola.



Obr. 4.15 Odchylka od Ackermanovy geometrie nově navrženého řešení

4.3 VÝPOČET TLUMÍCÍ JEDNOTKY

Další fází návrhu nového zavěšení je vypočítání hodnot tlumicí jednotky, která bude vyhovující pro navržené zavěšení. Vztahy pro výpočet tlumicí jednotky jsou převzaty ze zdroje [11].

Nejprve je důležité zjistit rozložení hmotnosti na jednotlivé nápravy, kola a také zjistit hmotnosti neodpružených hmot vozu. Nová evoluce vozu ještě není zkonstruována ani kompletně navržena, tudíž hodnoty rozložení váhy nemohly být změřeny. Hodnoty rozložení jsou tedy hodnoty předpokládané a vycházející ze stávajícího řešení s přihlédnutím na zamýšlené úpravy vozu. Celková váha vozu by se měla pohybovat okolo 850 kg z čehož 450 kg případně na přední a 400 kg na zadní nápravu. Hmotnosti neodpružených hmot přední nově navržené nápravy, viz tabulka 4.3, byly zjištěny z modelu v programu Autodesk Inventor.

- Celková hmotnost vozu: $M = 850 \text{ kg}$
- Celková tíha vozu: $W = 8\,338,5 \text{ N}$
- Rozložení hmotnosti: 53 : 47 (přední : zadní)

Tab. 4.3 Hmotnosti komponent nové přední nápravy

Díl	Včetně	Hmotnost [kg]
Kolo	Pneumatiky	17
Brzdový kotouč	-	8,6
Brzdový třmen	Brzdového obložení	4
Náboj kola	Ložiska	3,83
Těhlice	-	2,977
Horní rameno	Kloubových hlavic	1,558
Spodní rameno	Kloubových hlavic	1,791
Tyč přepákování	Kloubových hlavic	0,614
Vahadlo	Jehlového ložiska	0,605
Tyč řízení	Kloubové hlavice	0,554
Celkem		41,529

Zadní náprava pro novou evoluci vozu není zatím navržena, proto pro výpočet byla využita stávající zadní náprava s vlečenými rameny. Hmotnosti byly určeny vážením jednotlivých komponent vymontovaných z vozu, viz tabulka 4.4.

Tab. 4.4 Hmotnosti komponent stávající zadní nápravy

Díl	Včetně	Hmotnost [kg]
Kolo	Pneumatiky	17
Brzdový kotouč	-	3,3
Brzdový třmen	Brzdového obložení	2,4
Vlečené rameno	Náboje, ložiska, silentbloků a spojovacího materiálu	10,2
Poloosa	-	5,6
Ruční brzda	Brzdového obložení a mechanismu	1,1
Celkem		39,6

Pomocí tabulek a hodnot rozložení hmotností na jednotlivé nápravy jsou zjištěny hodnoty odpružených a neodpružených hmot. Na přední nápravu tedy připadá:

- Celkem: $m_p = 450 \text{ kg}$ na jedno kolo: $m_{p1} = 225 \text{ kg}$
- Neodpružených hmot: $m_{nod_p} = 78,55 \text{ kg}$ $m_{nod_{p1}} = 39,275 \text{ kg}$
- Odpružených hmot: $m_{od_p} = 371,45 \text{ kg}$ $m_{od_{p1}} = 185,725 \text{ kg}$

Na zadní nápravu:

- Celkem: $m_z = 400 \text{ kg}$ $m_{z1} = 200 \text{ kg}$
- Neodpružených hmot: $m_{nod_z} = 67,6 \text{ kg}$ $m_{nod_{z1}} = 33,8 \text{ kg}$
- Odpružených hmot: $m_{od_z} = 332,4 \text{ kg}$ $m_{od_{z1}} = 166,2 \text{ kg}$

V případě přední nápravy, kdy je využito přepákování tlumicí jednotky do středu vozu, je třeba také zjistit hodnotu převodu odpružení pohybu kola a pružiny (MR – motion ratio). Pohyb kola vyvolá stlačení tlumiče a pružiny, které je v určitém poměru k danému pohybu kola. Tento poměr se určí jako poměr síly na kole vůči síle na pružině ku poměru posunu kola a deformací pružiny

$$MR = \frac{\frac{F_k}{x_k}}{\frac{F_p}{x_p}}, \quad (4.1)$$

- kde: MR [-] - převod odpružení
 F_k [N] - síla působící na kolo
 F_p [N] - síla na pružině
 x_k [m] - posun kola
 x_p [m] - deformace pružiny

Po vyjádření silového převodu a převodu posunů pro přední navrženou nápravu byl získán vztah

$$MR_p = \frac{\frac{F_k}{x_k}}{\frac{F_p}{x_p}} = \frac{\frac{F_p \cdot \frac{f}{e} \cdot \frac{R}{r} \cdot \frac{\cos \beta \cdot \cos \gamma}{\cos \alpha}}{F_p}}{\frac{x_p \cdot \frac{e}{f} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{\cos \beta \cdot \cos \gamma}{\cos \alpha}}{x_p}} = \left(\frac{f}{e} \cdot \frac{R}{r} \cdot \frac{\cos \beta \cdot \cos \gamma}{\cos \alpha} \right)^2, \quad (4.2)$$

- kde: f [m] - vzdálenost vnitřních čepů spodního ramene od osy tyče přepákování
 e [m] - délka spodního ramene
 r [m] - vzdálenost osy vahadla od čepu tyče přepákování
 R [m] - vzdálenost osy vahadla od čepu tlumiče
 α [°] - úhel od tečny pohybu čepu tyče přepákování
 β [°] - úhel od tečny pohybu čepu tlumiče
 γ [°] - úhel tyče přepákování od kolmice na spodní rameno

$$MR_p = \left(\frac{f}{e} \cdot \frac{R}{r} \cdot \frac{\cos \beta \cdot \cos \gamma}{\cos \alpha} \right)^2 = \left(\frac{0,3006}{0,36} \cdot \frac{0,125}{0,085} \cdot \frac{\cos 0^\circ \cdot \cos 40,04^\circ}{\cos 17,2^\circ} \right)^2 = 0,968 \quad (4.3)$$

U zadní nápravy je převod odpružení pohybu kola vůči pohybu pružiny $MR_z = 0,425$.

NÁVRH PRUŽINY

Pro návrh tuhosti pružiny bylo nejprve využito vztahu pro tuhost odpružení nápravy c_n , který je vyjádřen pro dosažení maximální jízdní bezpečnosti

$$c_n = \frac{(2 \cdot c_t) \cdot m_{nod} \cdot m_{od}}{(m_{nod} + m_{od})^2}, \quad (4.4)$$

kde: c_n $[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$ - tuhost odpružení nápravy
 c_t $[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$ - radiální tuhost pneumatiky
 m_{nod} $[\text{kg}]$ - hmotnost neodpružených hmot nápravy
 m_{od} $[\text{kg}]$ - hmotnost odpružených hmot nápravy

Dosažením hodnot pro přední a zadní nápravu získáme

$$c_{np} = \frac{(2 \cdot c_t) \cdot m_{nodp} \cdot m_{odp}}{(m_{nodp} + m_{odp})^2} = \frac{(2 \cdot 350\,000) \cdot 78,55 \cdot 371,45}{(78,55 + 371,45)^2} = 100\,860,14 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, \quad (4.5)$$

$$c_{nz} = \frac{(2 \cdot c_t) \cdot m_{nodz} \cdot m_{odz}}{(m_{nodz} + m_{odz})^2} = \frac{(2 \cdot 350\,000) \cdot 67,6 \cdot 332,4}{(59,2 + 340,8)^2} = 98\,307,3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (4.6)$$

Vypočítaná tuhost odpružení je pro celou nápravu, tudíž na jedno kolo nápravy připadá polovina z dané hodnoty

$$c_{kp} = \frac{c_{np}}{2} = \frac{100\,860,14}{2} = 50\,430,07 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, \quad (4.7)$$

$$c_{kz} = \frac{c_{nz}}{2} = \frac{98\,307,3}{2} = 49\,153,65 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, \quad (4.8)$$

kde: c_k $[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$ - tuhost odpružení jednoho kola nápravy

Tuhost pružiny pak vyjádříme ze vztahu

$$c = \frac{c_k}{MR}, \quad (4.9)$$

kde: c $[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$ - tuhost pružiny

$$c_p = \frac{c_{kp}}{MR_p} = \frac{50\,430,07}{0,968} = 52\,097,18 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} = \mathbf{52,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}}, \quad (4.10)$$

$$c_z = \frac{c_{kz}}{MR_z} = \frac{49\,153,65}{0,425} = 115\,655,6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} = 115,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}. \quad (4.11)$$

Dle vypočtených parametrů nejlépe odpovídá katalogová pružina s tuhostí $52,57 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$. Další parametry pružiny jsou: průměr drátu 12 mm, střední průměr pružiny 75 mm, volná délka 290 mm, maximální stlačení je možné o 142 mm a počet závitů 9. [15]

POHYBY KAROSERIE

Klopňá tuhost nápravy C je vyjádřena dle vztahu

$$C_n = \frac{c_t}{2} \cdot c \cdot MR, \quad (4.12)$$

kde: C_n [Nm·rad⁻¹] - klopňá tuhost nápravy

Dosažením do vztahu dostaneme hodnoty klopňé tuhosti náprav

$$C_{np} = \frac{c_t^2}{2} \cdot c_p \cdot MR_p = \frac{350\,000^2}{2} \cdot 52,1 \cdot 0,968 = 74\,163,1 \text{ Nm} \cdot \text{rad}^{-1}, \quad (4.13)$$

$$C_{nz} = \frac{c_t^2}{2} \cdot c_z \cdot MR_z = \frac{350\,000^2}{2} \cdot 115,7 \cdot 0,425 = 72\,286 \text{ Nm} \cdot \text{rad}^{-1}. \quad (4.14)$$

K výpočtu klopení karoserie je třeba znát vzdálenost osy klopení od těžiště vozu. Výšky středů klopení pro přední $h_p = 13,51$ mm a zadní $h_z = 117,3$ mm náprav byly zjištěny pomocí softwaru. Rozvor náprav činí $r_n = 2570$ mm a vzdálenost těžiště vozu v podélné rovině od přední nápravy je $l_p = 1209,44$ mm a zadní $l_z = 1360,56$ mm. Vzdálenost je dána vztahem

$$h_i = h_T - \frac{h_p \cdot l_z + h_z \cdot l_p}{r_n} = 0,54 - \frac{0,01351 \cdot 1,36056 + 0,1173 \cdot 1,20944}{2,57} = 0,47765 \text{ m}, \quad (4.15)$$

kde: h_i [m] - vzdálenost těžiště od osy klopení

h_T [m] - výška těžiště vozu

h_p [m] - výška středu klopení přední nápravy

h_z [m] - výška středu klopení zadní nápravy

r_n [m] - rozvor náprav

l_p [m] - podélná vzdálenost těžiště od přední nápravy

l_z [m] - podélná vzdálenost těžiště od zadní nápravy

Klopení karoserie okolo osy klopení je definováno podélným klopením C_Φ a vztahem

$$C_\Phi = \frac{m_{cod} \cdot h_i}{C_{np} + C_{nz} - m_{cod} \cdot g \cdot h_i} = \frac{703,85 \cdot 0,47765}{74\,163,1 + 72\,286 - 703,85 \cdot 9,81 \cdot 0,47765} = 0,002348 \text{ rad} \cdot \text{G}^{-1}, \quad (4.16)$$

kde: C_Φ [rad·G⁻¹] - podélné klopení karoserie

m_{cod} [kg] - celková hmotnost odpružených hmot vozu

Úhel, o který se karoserie naklopí při působení maximálního bočního zrychlení, je definován

$$\Phi = C_\Phi \cdot a_b = 0,002348 \cdot 1,3 = 0,002995 \text{ rad} = 1,72^\circ, \quad (4.17)$$

kde: Φ [rad] - úhel klopení karoserie

a_b [G] - boční zrychlení vozu

Naklopí-li se karoserie vozu o úhel Φ , pak dojde ke stlačení kol na vnější straně zatáčky o hodnotu Z_k , vyjádřenou následujícím vztahem

$$Z_k = 0,5 \cdot t \cdot \sin \Phi = 0,5 \cdot 1,715 \cdot \sin 0,002995 = 0,02568 \text{ m} = 25,68 \text{ mm}, \quad (4.18)$$

kde: Z_k [m] - stlačení kola v důsledku naklopení karoserie

ZKRUTNÝ STABILIZÁTOR

Stabilizátor je zkrutná pružina zvyšující klopnou tuhost nápravy a tím také působí proti klopení karoserie. Výpočet klopné tuhosti stabilizátoru je dán vztahem

$$C_s = \frac{c_p^2}{2} \cdot c_s \cdot MR_s, \quad (4.19)$$

kde: C_s [Nm·rad⁻¹] - klopná tuhost stabilizátoru
 c_s [N·m⁻¹] - tuhost stabilizátoru
 MR_s [-] - převod odpružení na tyč stabilizátoru

U návrhu nového zavěšení není stabilizátor počítán a to proto, že není navržena odpovídající zadní náprava, která ovlivňuje také naklápění celé karoserie. Při počítané konfiguraci náprav nedochází k tak velkým naklopení karoserie, aby bylo kolo stlačeno na limit svého pohybu. K dalšímu návrhu bude na přední nápravu doporučen stabilizátor nožový, a to pro svou nastavitelnost.

NÁVRH TLUMIČE

Pro výpočet parametrů tlumiče přední nápravy bylo využito vztahu pro poměrný útlum. Hodnota poměrného útlumu odpružených hmot nápravy vztažená k bezpečnosti by měla nabývat hodnoty $D = 0,4$, z toho vyplývá

$$k_{n_p} = 2 \cdot D \cdot \sqrt{c_{n_p} \cdot m_{od_p}} = 2 \cdot 0,4 \cdot \sqrt{100\,860,14 \cdot 371,4} = 4\,896,66 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad (4.20)$$

kde: k_n [N·s·m⁻¹] - koeficient tlumení nápravy
 D [-] - poměrný útlum

Hodnota tlumení jednoho kola nápravy je získána ze vztahu

$$k_{k_p} = \frac{k_{n_p}}{2} = \frac{4\,896,66}{2} = 2\,448,33 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \quad (4.21)$$

kde: k_k [N·s·m⁻¹] - tlumení jednoho kola nápravy

Pro vypočítání hodnoty tlumení tlumiče je třeba přepočítat poměr pohybu mezi kolem a tlumičem pomocí převodu pohybu

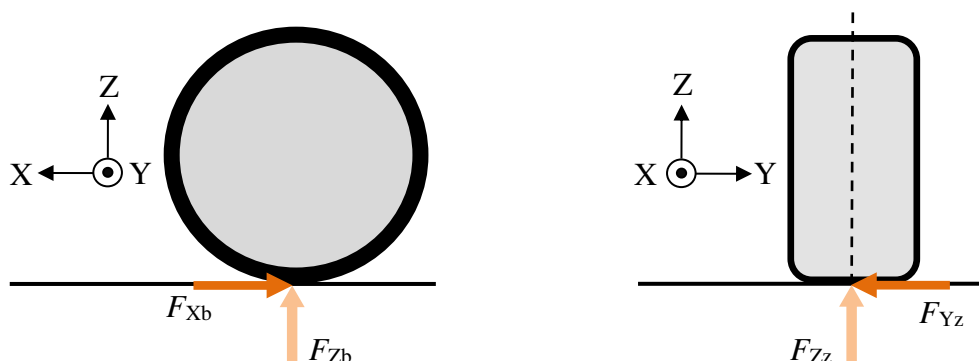
$$k_p = \frac{k_{k_p}}{MR_p} = \frac{2\,448,33}{0,968} = 2\,529,26 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1} = \mathbf{2\,529\,267 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{mm}^{-1}}. \quad (4.22)$$

4.4 DYNAMICKÁ ANALÝZA

Pro určení velikosti sil působících na jednotlivé části zavěšení během jízdy je třeba nejprve znát velikost sil působících na kolo v různých jízdních stavech. Vztahy byly převzaty ze zdroje [16].

SÍLY ZATÍŽENÍ KOLA

Síly působící na kolo budou vypočítány pro jízdní stavy prudké brzdění a průjezd zatáčkou.



Obr. 4.16 Znáznornění sil působících na kolo při jízdních manévrech: brzdění a průjezd zatáčkou

Při brzdění dochází, díky momentu vytvořeného mezi brzdou silou v kontaktní ploše pneumatiky a těžištěm, k přenosu svislého zatížení kola ze zadní nápravy na přední. Přenos zatížení je vyjádřen vztahem

$$\Delta W_{pz} = \frac{a_p \cdot h_T \cdot M}{r_n} = \frac{(1,3 \cdot 9,81) \cdot 0,54 \cdot 850}{2,57} = 2\,277,68 \text{ N}, \quad (4.23)$$

kde: ΔW_{pz} [N] - podélný přenos zatížení na přední nápravu
 a_p [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] - podélné zrychlení (decelerace)
 M [kg] - hmotnost celého vozu
 r_n [m] - rozvor náprav

ΔW_{pz} je hodnota o kterou se zvýší svislé zatížení přední nápravy, to znamená, že na jedno přední kolo se přenesou polovina tohoto zatížení. Pro zjištění svislého zatížení jednoho předního kola je tedy třeba polovinu hodnoty ΔW_p připočíst k hodnotě statického zatížení daného kola

$$F_{zb} = \frac{\Delta W_{pz}}{2} + m_{p1} \cdot g = \frac{2\,277,68}{2} + 225 \cdot 9,81 = 3\,346,09 \text{ N}, \quad (4.24)$$

kde: F_{zb} [N] - svislé zatížení předního kola při brzdění
 m_{p1} [kg] - celková hmotnost připadající jednomu kolu přední nápravy

Podélná síla způsobující zpomalení vozu je dána

$$F_{xb} = F_{zb} \cdot \mu = 3\,346,09 \cdot 1,3 = 4\,349,92 \text{ N}, \quad (4.25)$$

kde: μ [m] - koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou

Koeficient tření byl zvolen 1,3 stejně tak jako maximální hodnoty dosažitelných zrychlení. Tyto parametry spolu úzce souvisí a v případě, kdy by nedocházelo k přenášení zatížení, tak by se rovnaly. Přenosem zatížení se mění rozložení na jednotlivá kola a tím se mění i koeficient tření. Byla zvolena záměrně spíše vyšší hodnota, která následně přispívá k větší bezpečnosti při provádění pevnostních výpočtů.

Průjezd zatáčkou také způsobí přesunutí zatížení, ale v tomto případě ze strany vozu na vnitřní části zatáčky na stranu na vnější části. Vztah pro výpočet příčného přenosu zatížení je obdobný jako v případě podélného přenosu

$$\Delta W_{lp} = \frac{a_b \cdot h_T \cdot m_p}{t} = \frac{(1,3 \cdot 9,81) \cdot 0,54 \cdot 450}{1,715} = 1\,806,98 \text{ N}, \quad (4.26)$$

kde: ΔW_{lp} [N] - příčný přenos zatížení na přední nápravě
 a_b [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] - boční zrychlení vozu
 m_p [kg] - celková hmotnost připadající přední nápravě

Svislé zatížení jednoho předního kola na vnější straně zatáčky

$$F_{zz} = \Delta W_{lp} + m_{p1} \cdot g = 1\,806,98 + 225 \cdot 9,81 = 4\,014,23 \text{ N}. \quad (4.27)$$

kde: F_{zz} [N] - svislé zatížení předního kola při zatáčení

Příčná složka síly, která působí na kola při průjezdu zatáčkou je vyjádřena vztahem

$$F_{yz} = F_{zz} \cdot \mu = 4\,014,23 \cdot 1,3 = 5\,218,5 \text{ N}. \quad (4.28)$$

Při spojení účinků těchto manévru, získáme svislé zatížení jednoho z předních kol sečtením statického zatížení jednoho kola, přírůstkem zatížení při brždění na jedno kolo a přírůstkem zatížení při zatáčení

$$F_z = m_{p1} \cdot g + \frac{\Delta W_{pz}}{2} + \Delta W_{lp} = 225 \cdot 9,81 + \frac{2\,277,68}{2} + 4\,415,65 = 7\,761,74 \text{ N}. \quad (4.29)$$

SÍLY NA JEDNOTLIVÉ DÍLY ZAVĚŠENÍ

Pomocí vypočítaných sil působících při jízdních manévrech na kolo F_{xb} , F_{yz} a F_z a softwaru MSC Software Adams byly získány síly působící na jednotlivé komponenty zavěšení. Nejprve je ale nutné znát polohu těžiště, hmotnost a momenty setrvačnosti jednotlivých komponent nápravy. Tyto údaje jsou získány z 3D modelu zavěšení ze softwaru Autodesk Inventor.

Orientace os souřadnicového systému je taková, že osy X a Y leží v rovině rovnoběžné s vozovkou, kdy kladný směr osy X směřuje vpřed a kladný směr osy Y k levé části vozu. Osa Z je kolmá k rovině vozovky a kladný směr je orientován vzhůru. V následující tabulce 4.5 jsou uvedeny hodnoty a směry sil působících v daných bodech zavěšení levého kola. Jako zátěžový stav byl brán stav průjezdu zatáčkou vyvolávající maximální boční zrychlení a zároveň prudké brždění vyvolávající maximální zpomalení vozu. Uvedené síly jsou vždy největší, jaké v udávaných místech působí při výše popsanych jízdních manévrech.

Tab. 4.5 Síly působící při jízdách manévrech

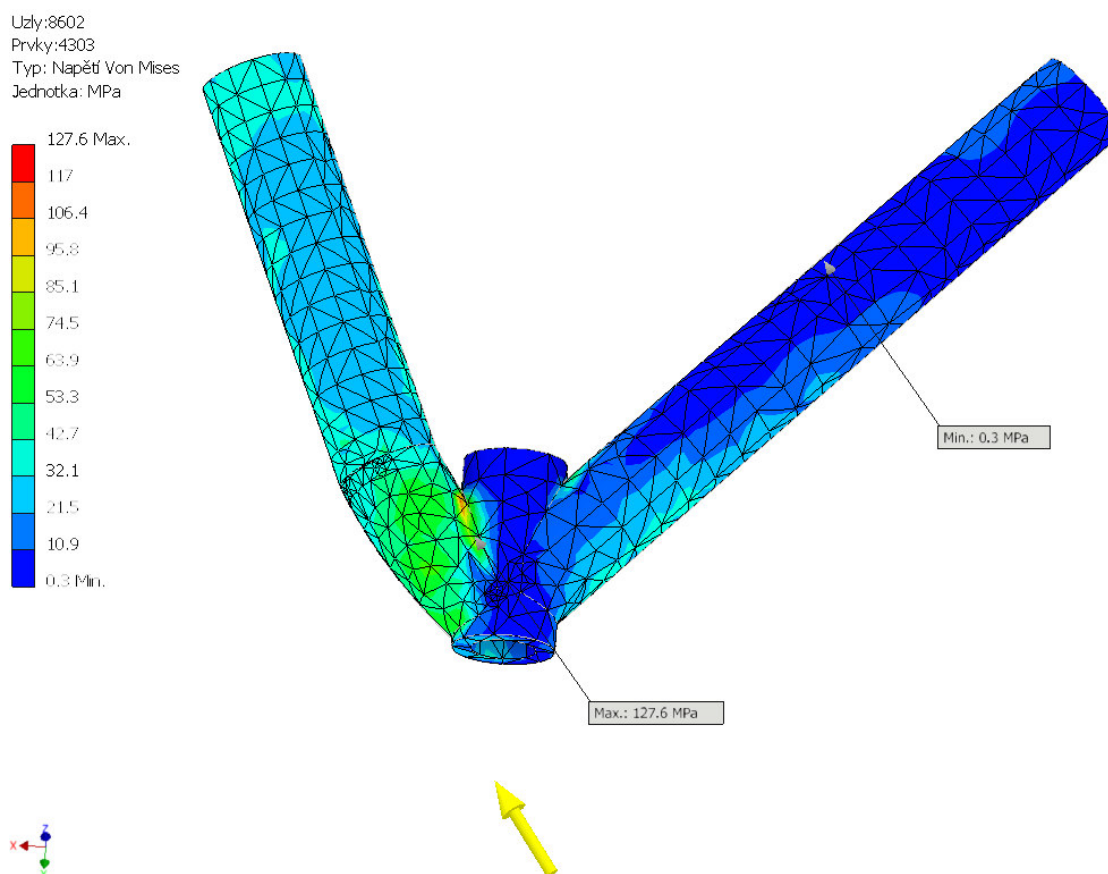
Díl	Bod	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]	ΣF [N]
Těhlice	Střed kola	-4 359,3	5 210,7	7 566,8	10 169,1
	Čep řízení	-0,2	1 381,5	35,7	1 381,6
Horní rameno	Vnější čep	2 425,6	-3 518	-120,8	4 274,9
	Osa vnitřních čepů	-2 425,7	3 518	136	4 275,4
Spodní rameno	Vnější čep	-6 785,1	10 110,2	7 643,4	14 376,2
	Osa vnitřních čepů	6 785,1	-17 779,5	1 515,2	19 090,4
Tyč přepákování	Spodní čep	0	-7 669,3	9 131,2	11 924,6
	Horní čep	0	7 669,3	-9 125,2	11 920
Vahadlo	Osa otáčení	0	3 703,5	-15 771,3	16 200,3
	Čep tlumiče	0	2 840,9	4 751,5	5 536

Dle tabulek 4.2 a 4.5 lze porovnat zatížení a hodnoty dynamických a statických únosností kupovaných komponent SKF, jako jsou kloubové hlavice a jehlové ložisko. Z porovnání je patrná jejich vhodnost.

4.5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

Pevnostní analýza byla provedena v programu Autodesk Inventor se zadanými hodnotami zatížení a materiálovými vlastnostmi jednotlivých komponent z předchozích tabulek a výpočtů. Následující obrázky znázorňují napětí Von Mises s vyznačením místa s maximálním napětím, hodnoty bezpečnosti jsou vztaženy k mezi kluzu materiálu.

HORNÍ RAMENO



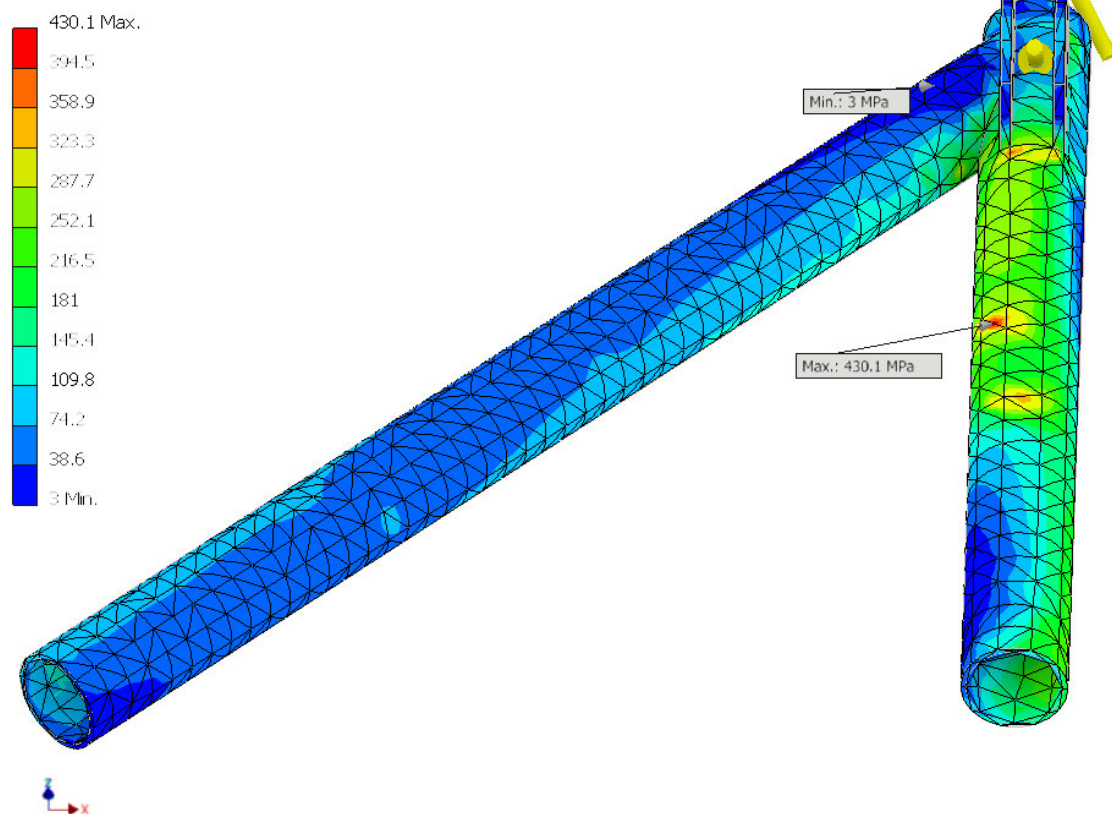
Obr. 4.17 Napětí na horním ramenu zavěšení

Hodnota maximálního napětí činí 127,6 MPa.

Bezpečnost v nejkritičtějších místech je 4,98.

SPODNÍ RAMENO

Uzly:12691
Prvky:6443
Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa



Obr. 4.18 Napětí na spodním rameni zavěšení

Hodnota maximálního napětí činí 430.1 MPa.

Bezpečnost v nejkritičtějších místě je 1,48.

TYČ PŘEPÁKOVÁNÍ

Tyč přepákování bude kontrolována na vzpěr výpočtem dle zdroje [17], kde vstupujícími parametry do výpočtu jsou:

- Délka trubky $l = 455 \text{ mm}$
- Koeficient vyjadřující uchycení trubky $n = 1$
- Vnitřní poloměr trubky $r_t = 8,5 \text{ mm}$
- Vnější poloměr trubky $R_t = 10 \text{ mm}$
- Eulerova konstanta $E = 210\,000 \text{ Mpa}$

Nejprve je potřeba vypočítat poloměr kvadratického průřezu

$$i = \sqrt{\frac{I}{S}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot (R_t^4 - r_t^4)/4}{\pi \cdot (R_t^2 - r_t^2)}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot (10^4 - 8,5^4)/4}{\pi \cdot (10^2 - 8,5^2)}} = 6,56 \text{ mm} , \quad (4.30)$$

kde: i [mm] - poloměr kvadratického průřezu
 I [mm⁴] - kvadratický moment průřezu
 S [mm²] - plocha průřezu

Dále vypočteme hodnotu štíhlosti

$$\lambda = \frac{l}{i} = \frac{455}{6,56} = 69,34 , \quad (4.31)$$

kde: λ [-] - štíhlost

Tato hodnota bude porovnána s mezní hodnotou štíhlosti

$$\lambda_{mez} = \sqrt{n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E}{R_e}} = \sqrt{1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 210\,000}{635}} = 57,13 , \quad (4.32)$$

kde: λ_{mez} [-] - mezní štíhlost
 R_e [MPa] - mez kluzu

Jelikož je štíhlost větší než hodnota mezní štíhlosti, bude výpočet kritické síly podléhat Eulerově teorii dle vztahu

$$F_{kr} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2}} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 210\,000 \cdot 3\,754,154}{455^2}} = 37\,584,46 \text{ N} , \quad (4.33)$$

kde: F_{kr} [N] - kritická síla

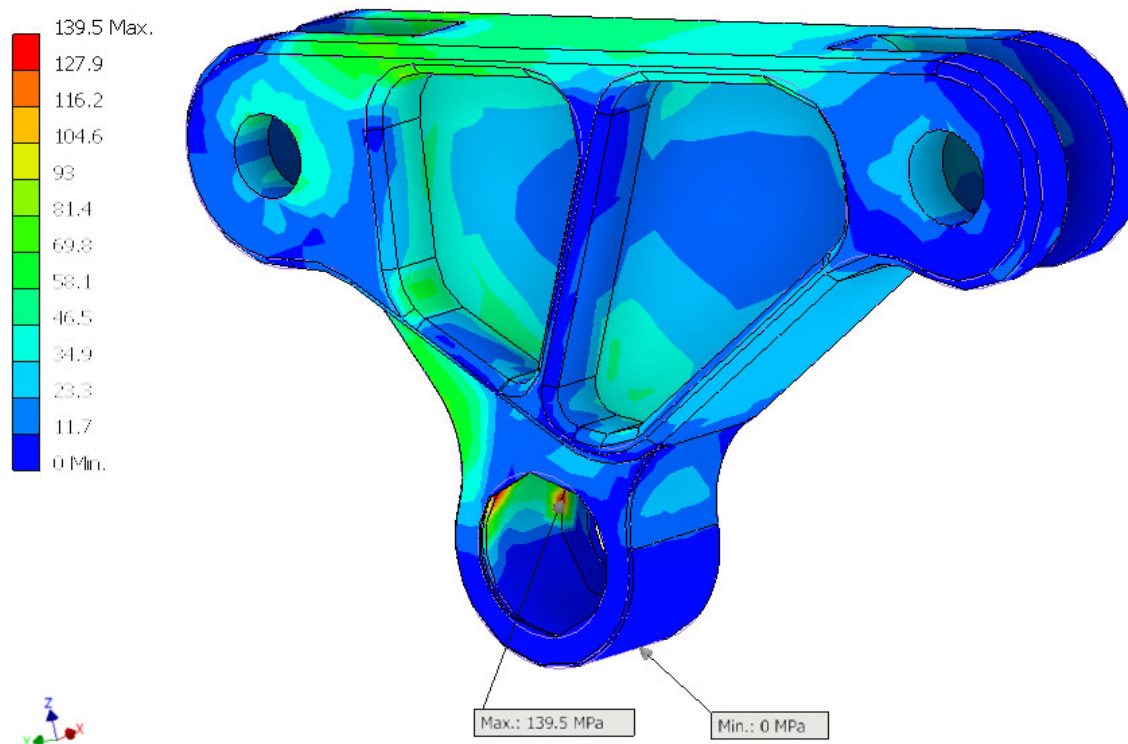
Poměrem síly kritické ku síle zatížení byla získána bezpečnost

$$k_{vz} = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{37\,584,46}{11\,924,6} = 3,15 . \quad (4.34)$$

kde: k_{vz} [-] - bezpečnost při vzpěru

VAHADLO

Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa



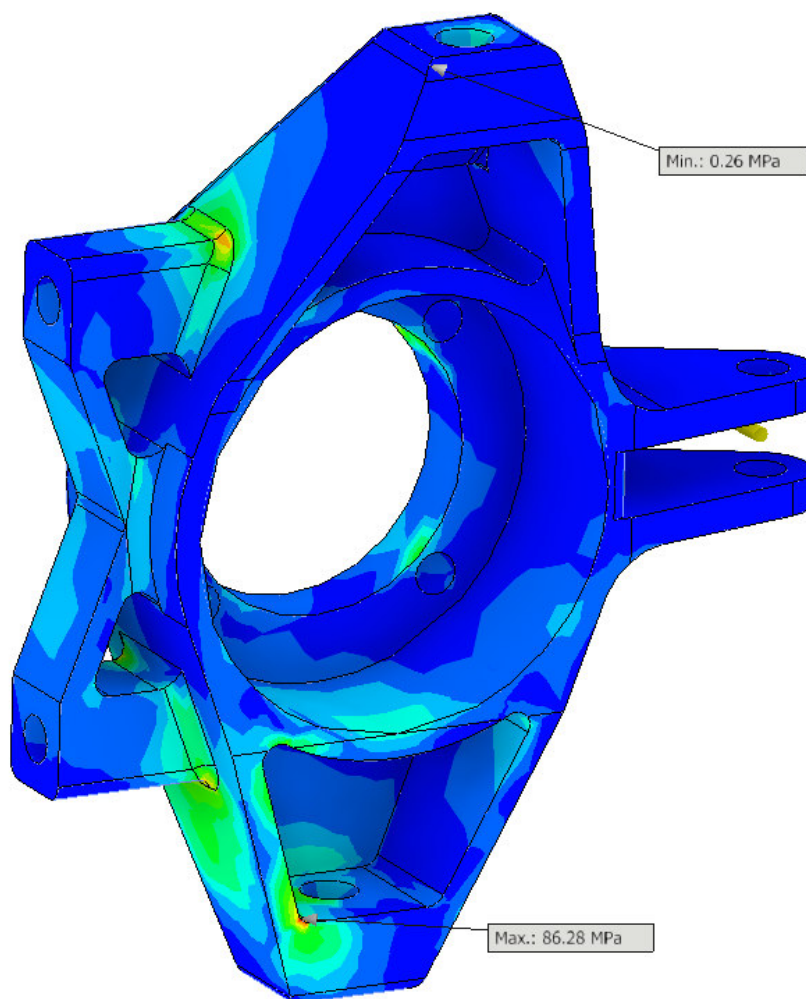
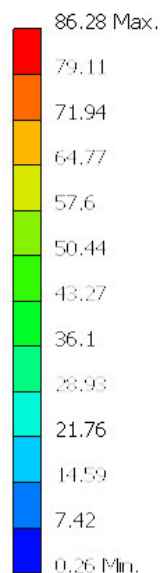
Obr. 4.19 Napětí na vahadle zavěšení

Hodnota maximálního napětí činí 139,5 MPa.

Bezpečnost v nejkritičtějších místech je 2,08.

TĚHLICE

Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa



Obr. 4.20 Napětí na vahadle zavěšení

Hodnota maximálního napětí činí 86.28 MPa.

Bezpečnost v nejkritičtějších místech je 3,36.

U těhlíce byla síla od brzdění převedena do místa brzdíče v efektivním poloměru kotouče. Z momentové rovnováhy byla vyjádřena síla o velikosti $F_{bt} = 11\,091,43$ N působící na uchycení brzdového třmenu k těhlici.

KONTROLA ČEPŮ

Každá z kloubových hlavic je nasazena na čepu. Rozměry čepů, kterými je rameno přichyceno k rámu, jsou stejné, tudíž stačí zkontrolovat z těchto čepů ten nejvíce zatížený. Zatížení na osu procházející oběma vnitřními čepy na spodním rameni je 19 090,4 N. Tato síla je rozdělena mezi oba čepy ramene. Bude ale uvažován stav, kdy působí pouze na jeden z nich. Vstupní parametry výpočtu jsou:

- Vnější průměr čepu $D_c = 17 \text{ mm}$
- Vnitřní průměr čepu $d_c = 8 \text{ mm}$
- Tloušťka oka rámu $tl_r = 4 \text{ mm}$
- Délka čepu mezi oky $tl_c = 31 \text{ mm}$
- Působící síla $F = 19\,090,4 \text{ N}$

Nejprve bude vypočítáno zatížení působící na čep

$$q_1 = \frac{F}{2 \cdot tl_r} = \frac{19\,090,4}{2 \cdot 4} = 2\,386,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}, \quad (4.35)$$

kde: $q_1 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}]$ - zatížení od ok rámu

$$q_2 = \frac{F}{tl_c} = \frac{19\,090,4}{31} = 93\,065,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}, \quad (4.36)$$

kde: $q_2 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}]$ - zatížení od kloubové hlavice

Ohybový moment je vyjádřen vztahem

$$Mo_1 = Mo_2 = q_1 \cdot tl_r \cdot \frac{tl_r}{2} = 2\,386,3 \cdot 4 \cdot \frac{4}{2} = 19\,090,4 \text{ N} \cdot \text{mm}, \quad (4.37)$$

kde: $Mo_{1,2} \text{ [N} \cdot \text{mm}]$ - ohybový moment na ocích rámu

$$Mo_3 = q_1 \cdot tl_r \cdot \left(\frac{tl_r}{2} + \frac{tl_c}{2} \right) - q_2 \cdot \frac{tl_c}{2} \cdot \frac{tl_r}{2} = 2\,386,3 \cdot 4 \cdot \left(\frac{4}{2} + \frac{31}{2} \right) - 93\,065,7 \cdot \frac{31}{2} \cdot \frac{4}{2} =$$

$$93\,065,7 \text{ N} \cdot \text{mm}, \quad (4.38)$$

kde: $Mo_3 \text{ [N} \cdot \text{mm}]$ - ohybový moment na čepu pod kloubovou hlavici

Maximální ohybové napětí je dáno vztahem

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{Mo_3}{W_o} = \frac{Mo_3}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_c^4 - d_c^4}{D_c}} = \frac{93\,065,7}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{17^4 - 8^4}{17}} = 202,9 \text{ MPa}, \quad (4.39)$$

kde: $\sigma_{o_{max}} \text{ [MPa]}$ - maximální ohybové napětí
 $W_o \text{ [mm}^3]$ - modul průřezu v ohybu

Bezpečnost při ohybu k mezi kluzu má hodnotu

$$k_o = \frac{R_e}{\sigma_{o_{max}}} = \frac{635}{202,9} = 3,13. \quad (4.40)$$

Dále bude čep kontrolován na kombinované napětí. Nejprve bude zjištěna hodnota smykového napětí

$$\tau_2 = \frac{F}{2 \cdot S} = \frac{F}{\pi \cdot (R^2 - r^2)/2} = \frac{93\,065,7}{353,43} = 54 \text{ MPa} , \quad (4.41)$$

kde: τ_2 [MPa] - smykové napětí

Dále hodnota ohybového napětí

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_o} = \frac{19\,090,4}{458,68} = 41,62 \text{ MPa} . \quad (4.42)$$

Pro kombinované zatížení bude vyjádřeno redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot \tau_2^2} = \sqrt{41,62^2 + 3 \cdot 54^2} = 68,19 \text{ MPa} , \quad (4.43)$$

kde: σ_{red} [MPa] - redukované napětí

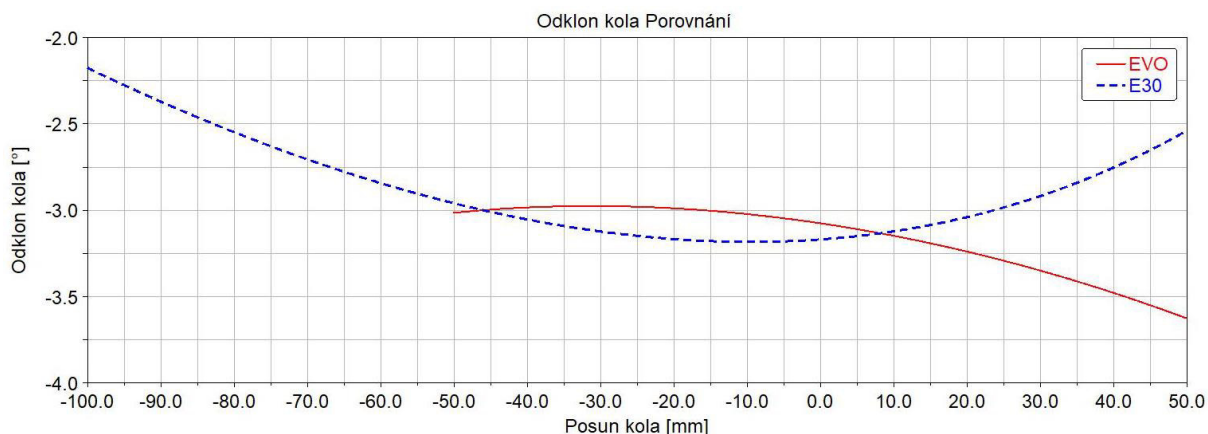
Koeficient bezpečnosti pro kombinované napětí čepu má hodnotu

$$k_r = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{635}{68,19} = 9,3 . \quad (4.44)$$

5 POROVNÁNÍ KINEMATIKY

Pro porovnání změny kinematických parametrů byly křivky stávající nápravy a nápravy nové vloženy do společných grafů.

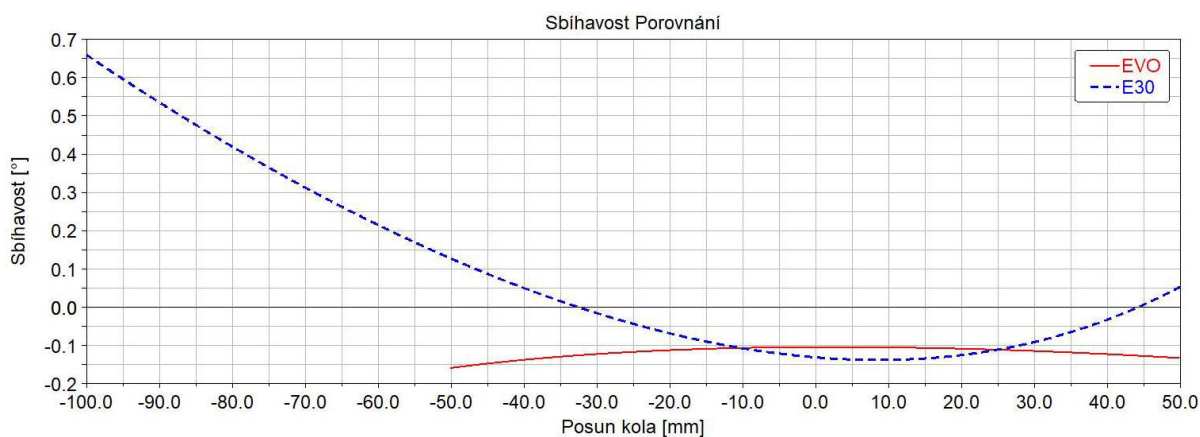
ODKLON KOLA



Obr. 5.1 Porovnání změny odklonu kola

U odklonu kola nově navržené nápravy je směr změny příznivější a to tak, že při stlačení kola dochází ke zvětšování negativního odklonu kola, což nastává například u kola na vnější straně zatáčky. Tento jev je žádoucí pro dobré rozložení tlaků v kontaktní ploše pneumatiky a tím možnost přenosu větší boční síly danou pneumatikou.

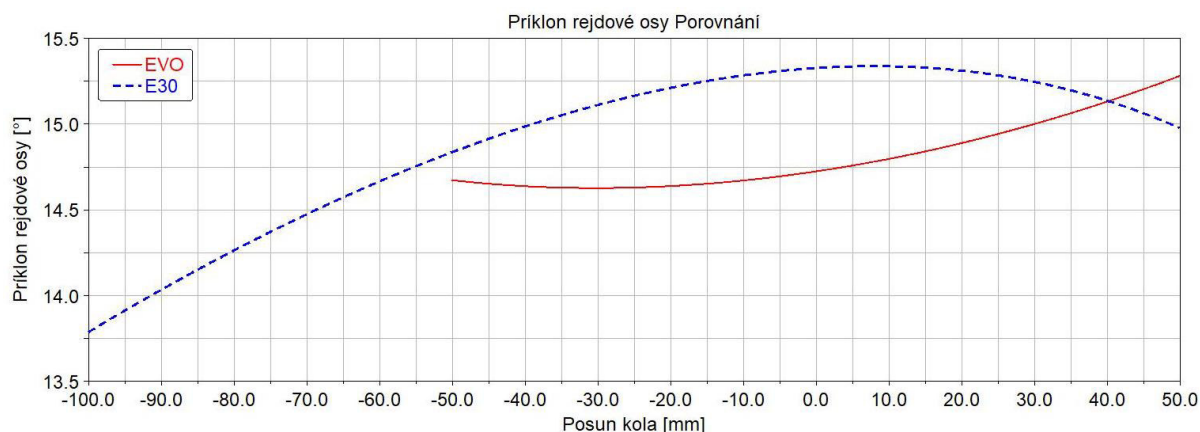
SBÍHAVOST



Obr. 5.2 Porovnání sbíhavosti

Z obrázku 5.2 je patrná příznivá změna křivky sbíhavosti, kdy u nové nápravy nedochází k tak velkým změnám sbíhavosti při pohybech kola a průběh je téměř konstantní.

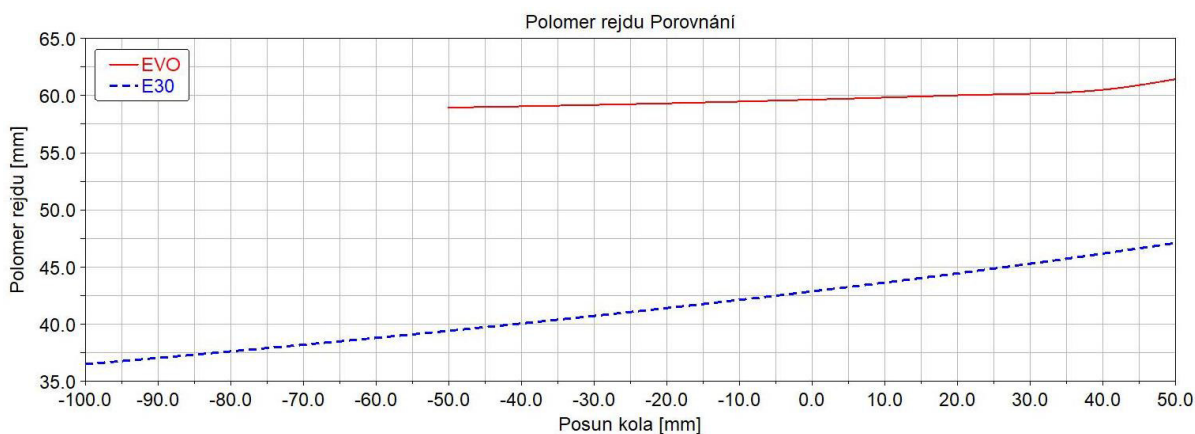
PŘÍKLON REJDOVÉ OSY



Obr. 5.3 Porovnání příklonu rejdové osy

Křivka u nového zavěšení stoupá, což znamená zvětšující se příklon rejdové osy se stlačením. To má za následek potřebu zvětšující se síly vynaložené řidičem a ale také zvětšování zpětné reakce odezvy do volantu. Křivka stávajícího řešení má opačný průběh. Nicméně hodnoty se v obou případech pohybují okolo 15 ° příklonu rejdové osy a změny by neměly být tak znatelné.

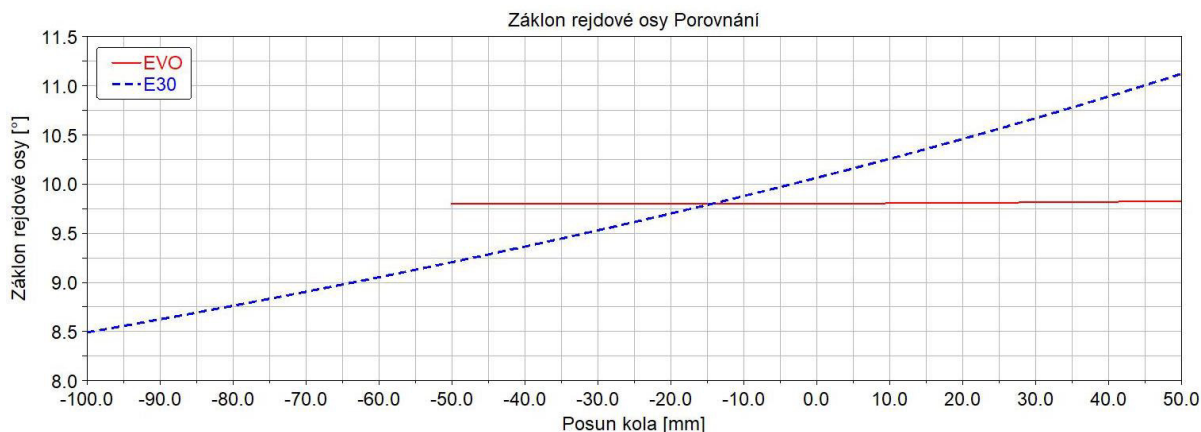
POLOMĚR REJDU



Obr. 5.4 Porovnání poloměru rejdu

Poloměr rejdu u nového zavěšení má větší hodnotu, což bude vyvozovat větší momenty působící na táhla řízení při brzdění, kdy momenty budou působit směrem do negativní sbíhavosti.

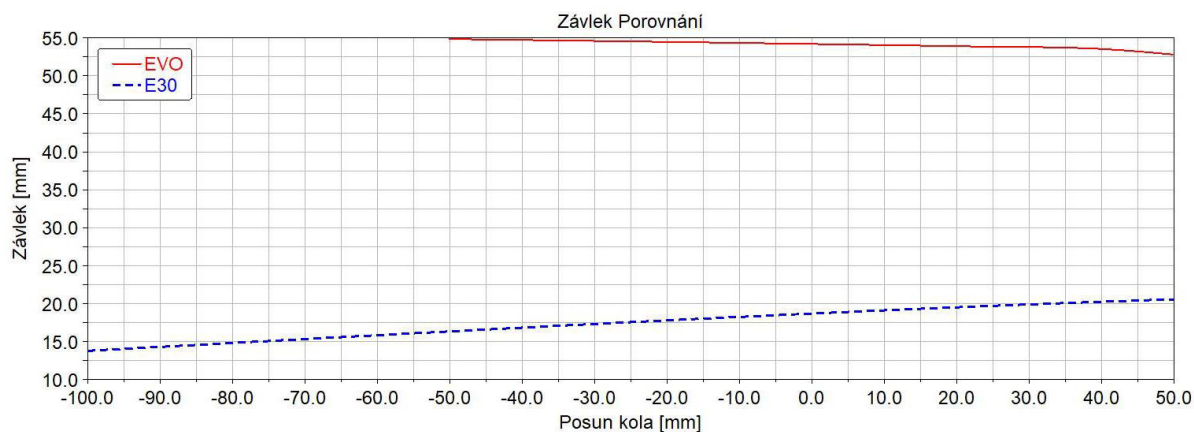
ZÁKLON REJDOVÉ OSY



Obr. 5.5 Porovnání záklonu rejdové osy

Takřka lineární charakteristika záklonu rejdové osy u nového řešení oproti stávajícímu zavěšení je způsobena uchycením vnitřních kloubů ramen, kde je v modelovací pozici nastavena stejná výška předního a zadního kloubu od vozovky na obou ramenech. Tuto výšku kloubů je případně možno měnit použitím distančních podložek různé velikosti. Podložky vymezují vůli mezi kloubovou hlavicí ramene a oky rámu a jejich změnou lze snadno docílit posunutí kloubu po svislém čepu a tím naklopení ramena.

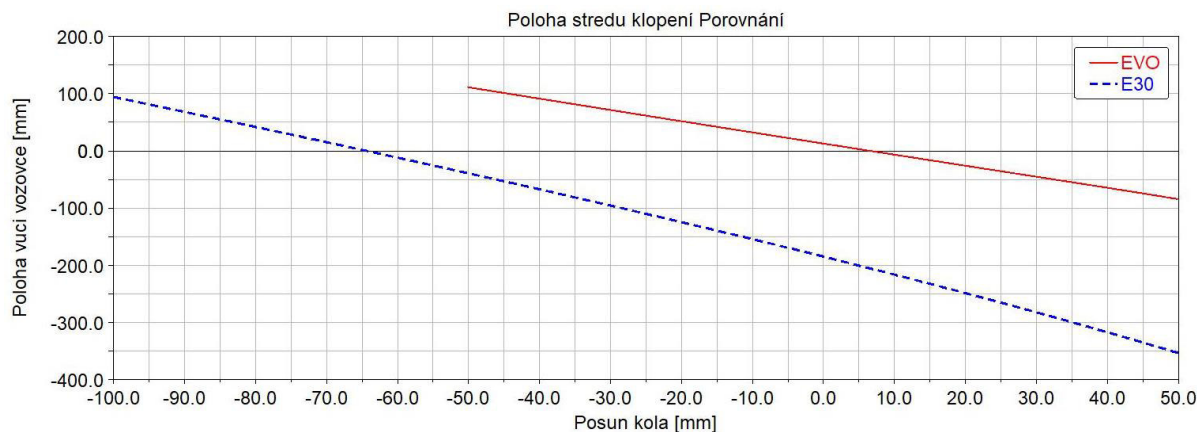
ZÁVLEK



Obr. 5.6 Porovnání závleku

U nového zavěšení je znatelně vyšší hodnota závleku. To znamená, že bude potřeba použití větší ovládací síly pro zatočení, vzrostou s tím související momenty stabilizující vozidlo do přímého směru a vzroste také intenzita zpětné vazby pro řidiče.

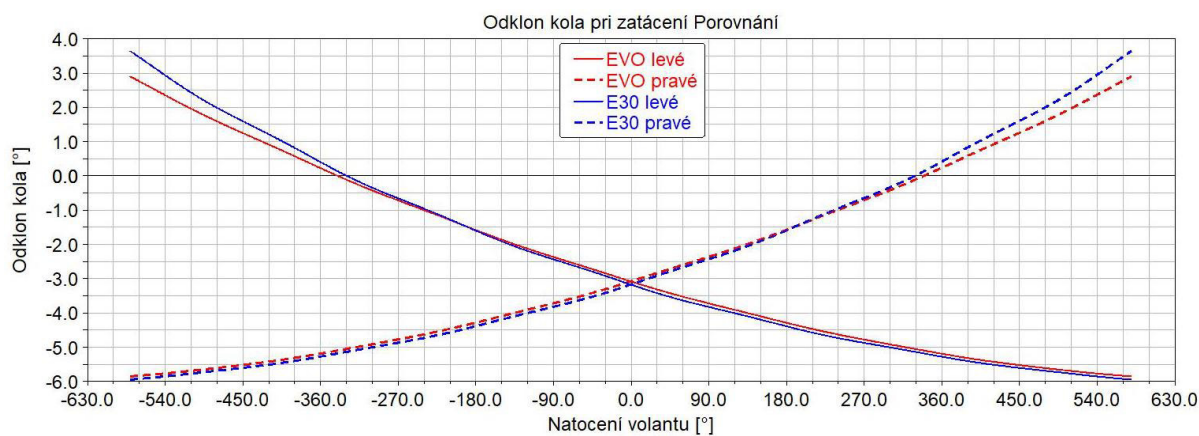
STŘED KLOPENÍ



Obr. 5.7 Porovnání polohy středu klopení

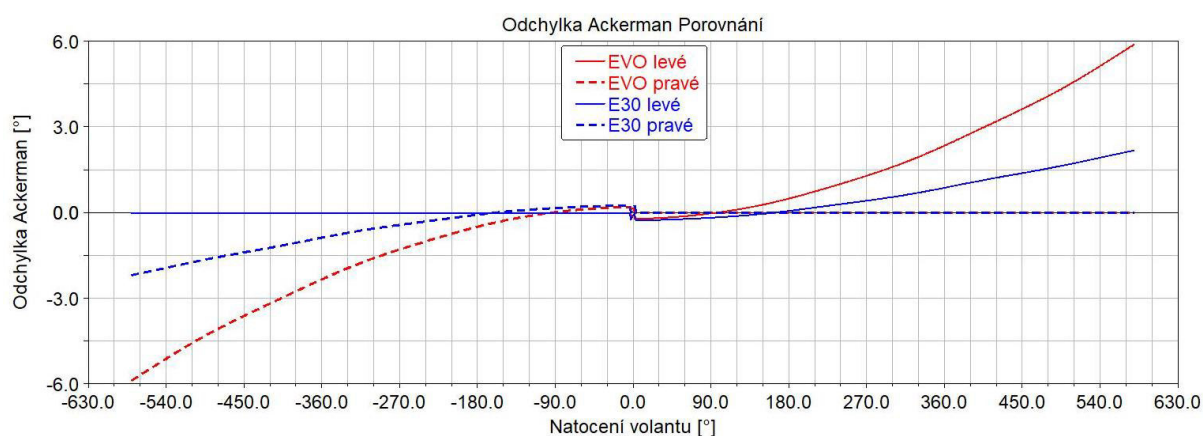
Nová náprava posunula polohu středu klopení výrazně výše, blíže k těžišti, což velmi redukuje naklápění vozu při průjezdu zatáčkou. Pomocí zmenšování vzdálenosti středu klopení od těžiště je redukován moment způsobující klopení karoserie.

ŘÍZENÍ



Obr. 5.8 Porovnání odklonu kola při zatáčení

Změna odklonu při zatáčení není nijak výrazná.



Obr. 5.9 Porovnání odchylny od Ackermanovy geometrie

Nově navržená náprava má větší odchylku od Ackermanovy geometrie řízení. V tomto případě to znamená, že kolo na vnější straně zatáčky je více přikloněno k vnitřku zatáčky, a to o úhel daný hodnotou v grafu. Obě nápravy mají Anti-Ackerman geometrii, což přináší výhodu při průjezdu rychlých dlouhých zatáčkách, ale na druhou stranu nevýhodu při utažených zatáčkách.

ZÁVĚR

Po kinematické analýze stávající konstrukce přední nápravy na závodním voze byla navržena náprava nová. Došlo ke změně ze zavěšení McPherson na zavěšení se dvěma příčnými lichoběžníkovými rameny. Charakteristiky změn parametrů geometrie nápravy v závislosti na pohybu kola, dále také v závislosti na natočení volantů, jsou porovnány v kapitole 5. Výraznému zlepšení dostalo klopení karoserie, kdy byl střed klopení karoserie posunut blíže k těžišti o 197,8 mm. Původní poloha středu klopení byla –184,32 mm pod rovinou vozovky, což je velmi nepříznivá pozice. Nová poloha je 13,51 mm nad rovinou vozovky. Tento posun přinese velmi znatelnou změnu redukování naklápění karoserie vozu při průjezdu zatáčkou. Dalším zlepšením je takřka konstantní průběh změny sbíhavosti při propružení, tudíž nedochází k samořízení. Nevýhodou kinematiky nového návrhu je zvětšení poloměru rejdu z původních 42,9 mm na 59,68 mm v ustálené modelovací pozici. To způsobí větší moment působící na tyč řízení při brzdění, viz kapitola 1.4.

Došlo také ke snížení hmotnosti celé nápravy. Hmotnost stávající nápravy bez započítání hmotnosti nápravnice má hodnotu 61,72 kg, zatímco nově navržená náprava, včetně tlumiče a pružiny dle vypočítaných parametrů, má hmotnost 57,46 kg. Hmotnosti obou náprav jsou uvedeny bez započítání hmotnosti kol. Úspora hmotnosti celé nápravy tedy činí 4,26 kg, ale významnější je odlehčení neodpružených hmot, kde rozdíl činí 6 kg.

Dynamickou a pevnostní analýzou byly komponenty ověřeny, zda vydrží zatížení vznikající při určitých manévrech vozidla. Komponenty zatížení vydrží s koeficienty bezpečnosti udanými v kapitole 4.5. Například u těhlice by mohlo dojít k další optimalizaci tvaru a hmotnosti pro odlehčení, ale návrh je zaměřen na životnost a výdrž komponent.

Použití nápravy se dvěma příčnými lichoběžníkovými rameny je výhodná také v tom, že není třeba rám nosné konstrukce prodlužovat do takové výšky. U nápravy McPherson je pro uchycení tlumící jednotky potřeba pevného opěrného bodu v poměrně velké výšce. Podoba konstrukce rámu přední nápravy je v této práci pouze naznačena a výsledná podoba bude upravena při návrhu celého rámu vozu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1992. ISBN 1-56091-199-9.
- [2] REIMPELL, Jörn, Helmut STOLL a Jürgen W. BETZLER. *The automotive chassis: engineering principles : chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice*. 2nd ed. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 2001. ISBN 0768006570.
- [3] DIXON, John C. *Suspension geometry and computation*. Chichester, U.K.: Wiley, 2009. ISBN 978-0-470-51021-6.
- [4] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-x.
- [5] ON ALL CYLINDERS STAFF.: How to Correct Bump Steer. *Onallcylinders.com* [online]. 2019, 2014 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.onallcylinders.com/2014/06/27/correct-bump-steer/>
- [6] SAJDL, Jan. Poloměr rejdu. *Auto lexicon.net* [online]. 2019 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/polomer-rejdu-r/>
- [7] HAGERMAN, John. Pointed the Right Way: Camber, Caster and Toe: What Do They Mean. *Ozebiz.com.au: Smithees Race Car Technologies* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <http://www.ozebiz.com.au/racetechnology/theory/align.html>
- [8] MSC Software: *Adams The Multibody Dynamics Simulation Solution* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.mscsoftware.com/product/adams>
- [9] OPONEO.CO.UK. Camber: Understanding The Wheel's Angle Of Inclination. *Oponeo.co.uk* [online]. 2015-08-14 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.oponeo.co.uk/tyre-article/camber-understanding-the-wheel-s-angle-of-inclination>
- [10] BMW Steering & Suspension Buyer's Guide and Problems. In: *The UnixNerd's BMW Domain* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <http://www.unixnerd.demon.co.uk/suspension.html>
- [11] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [12] Mechanické vlastnosti ocelí. *Tprom.cz* [online]. 2009 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [13] Hliník. *Alfun.cz* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <http://www.alfun.cz/hlinik>
- [14] Produkty. *SKF* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: www.skf.com/cz/products

- [15] Pružiny_katalog. *PK servis: Technické součásti* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: https://www.pksevis.com/data/web/upload/29_hennlich/katalog-pruziny-hennlich.pdf
- [16] DYAPA, Anudeep Reddy. Design and Analysis of Upright of an FIA Regulated Cruiser Class Solar Electric Vehicle. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)* [online]. 2014, **October- 2014**(Vol. 3 10,) [cit. 2019-05-22]. ISSN 2278-0181. Dostupné z: <http://www.ijert.org/research/design-and-analysis-of-upright-of-an-fia-regulated-cruiser-class-solar-electric-vehicle-IJERTV3IS100761.pdf>
- [17] PROROK, Jaroslav. *Mechanika 1: Vzpěrná pevnost* [online]. 2014 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: http://files.strojarna7.webnode.cz/200006234-b520eb61aa/Vzp%C4%9Brn%C3%A1%20pevnost.pdf?_ga=2.32218231.812182024.1505980368-1336750230.1418893020
- [18] GRÜNER, František. In: *Facebook.com* [online]. 2015 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: https://www.facebook.com/frantisek.gruner/photos_all

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Θ_{Cpi}	[°]	úhel pro úplný Anti-lift
Θ_{Czi}	[°]	úhel pro úplný Anti-squat
Θ_{Zpi}	[°]	úhel pro úplný Anti-dive
Θ_{Zzi}	[°]	úhel pro úplný Anti-rise
$J_{anti-dive}$	[-]	velikost efektu Anti-dive
$J_{anti-lift}$	[-]	velikost efektu Anti-lift
$J_{anti-rise}$	[-]	velikost efektu Anti-rise
$J_{anti-squat}$	[-]	velikost efektu Anti-squat
a_b	[G]	boční zrychlení vozu
a_p	[m·s ⁻²]	podélné zrychlení (decelerace)
c	[N·m ⁻¹]	tuhost pružiny
c_k	[N·m ⁻¹]	tuhost odpružení jednoho kola nápravy
c_n	[N·m ⁻¹]	tuhost odpružení nápravy
C_n	[N·m·rad ⁻¹]	klopná tuhost nápravy
C_s	[N·m·rad ⁻¹]	klopná tuhost stabilizátoru
c_s	[N·m ⁻¹]	tuhost stabilizátoru
c_t	[N·m ⁻¹]	radiální tuhost pneumatiky
C_Φ	[rad·G ⁻¹]	podélné klopení karoserie
D	[-]	poměrný útlum
D_c	[mm]	vnější průměr čepu
d_c	[mm]	vnitřní průměr čepu
e	[m]	délka spodního ramene
E	[MPa]	Eulerova konstanta
f	[m]	vzdálenost vnitřních čepů spodního ramene od osy tyče přepákování
F	[N]	působící síla
F_1, F_2	[N]	složky síly
F_k	[N]	síla působící na kolo
F_{kr}	[N]	kritická síla
F_p	[N]	síla na pružině
F_{xb}	[N]	podélná síla při zpomalení
F_{yz}	[N]	příčná síla při zatáčení
F_z	[N]	součet svislých zatížení jednoho kola při manévrech

F_{zb}	[N]	svislé zatížení předního kola při brzdění
F_{zz}	[N]	svislé zatížení předního kola při zatačení
h_i	[m]	vzdálenost těžiště od osy klopení
h_p	[m]	výška středu klopení přední nápravy
h_T	[m]	výška těžiště vozu
h_z	[m]	výška středu klopení zadní nápravy
i	[mm]	poloměr kvadratického průřezu
I	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu
IC		střed klopení kola
k_k	[N·s·m ⁻¹]	tlumení jednoho kola nápravy
k_n	[N·s·m ⁻¹]	koeficient tlumení nápravy
k_o	[-]	koeficient bezpečnosti při ohybu
Kp, Kz		střed klonění nápravy
k_r	[-]	koeficient bezpečnosti pro kombinované
k_{vz}	[-]	koeficient bezpečnosti při vzpěru
l	[mm]	délka trubky
l_p	[m]	podélná vzdálenost těžiště od přední nápravy
l_z	[m]	podélná vzdálenost těžiště od zadní nápravy
M	[kg]	celková hmotnost vozu
m_{cod}	[kg]	celková hmotnost odpružených hmot vozu
m_{nod}	[kg]	hmotnost neodpružených hmot nápravy
m_{nod1}	[kg]	hmotnost neodpružených hmot na jedno kolo
$MO_{1,2}$	[N·mm]	ohybový moment na ocích rámu
MO_3	[N·mm]	ohybový moment na čepu pod kloubovou hlavici
m_{od}	[kg]	hmotnost odpružených hmot nápravy
m_{od1}	[kg]	hmotnost odpružených hmot nápravy na jedno kolo
m_p, m_z	[kg]	celková hmotnost připadající na jednu nápravu
m_{p1}, m_{z1}	[kg]	celková hmotnost připadající na jedno kolo
MR	[-]	převod odpružení
n	[-]	koeficient vyjadřující uchycení trubky
p	[-]	rozložení brzdných sil
q_1	[N]	zatížení od ok rámu
q_2	[N]	zatížení od kloubové hlavice

r	[m]	vzdálenost osy vahadla od čepu tyče přepákování
R	[m]	vzdálenost osy vahadla od čepu tlumiče
RC		střed klopení karoserie
R_e	[MPa]	mez kluzu
r_n	[m]	rozvor náprav
r_t	[mm]	vnitřní poloměr trubky
R_t	[mm]	vnější poloměr trubky
S	[mm ²]	plocha průřezu
SK		střed klonění karoserie
Sp, Sz		střed kola
t	[-]	rozložení výkonu
tl_c	[mm]	délka čepu mezi oky
tl_r	[mm]	tloušťka oka rámu
W	[N]	celková tíha vozu
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
x_k	[m]	posun kola
x_p	[m]	deformace pružiny
Z_k	[m]	stlačení kola v důsledku naklopení karoserie
Z_p, Z_z		bod dotyku pneumatiky s vozovkou
α	[°]	úhel od tečny pohybu čepu tyče přepákování
β	[°]	úhel od tečny pohybu čepu tlumiče
γ	[°]	úhel tyče přepákování od kolmice na spodní rameno
ΔW_{lp}	[N]	příčný přenos zatížení na přední nápravě
ΔW_{pz}	[N]	podélný přenos zatížení na přední nápravu
Θ_c, Θ_z	[°]	úhly středu klonění
λ	[-]	štíhlost
λ_{mez}	[-]	mezní štihlost
μ	[m]	koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou
σ_{o1}	[MPa]	ohybové napětí
$\sigma_{o_{max}}$	[MPa]	maximální ohybové napětí
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
τ_2	[MPa]	smykové napětí
Φ	[rad]	úhel klopení karoserie