



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

STUDIE SYSTÉMU ŘÍZENÍ ZADNÍ NÁPRAVY

CONCEPT STUDY OF REAR WHEEL STEERING

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Marek Dostál

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Michal Janoušek, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Marek Dostál
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Michal Janoušek, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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 bakalářské práce:

Studie systému řízení zadní nápravy

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V současné době pravidla soutěže Formule Student umožňují použití systému řízení zadní nápravy. Některé týmy již toto řešení představili a používají během soutěže. Proveďte rešerši systémů řízení zadní nápravy a navrhnete možnost aplikace na motopost Dragon včetně systému řízení.

Cíle bakalářské práce:

Proveďte rešerši používaných systémů řízení zadní nápravy ve vozidlech formule student.

Navrhnete konstrukční řešení systému pro vůz Dragon.

Navrhnete způsob řízení natáčení kol v závislosti na jízdní situaci.

Zhodnoťte přínos navrženého systému.

Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, T. D. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1992. ISBN 978-1560911999.

2019-20 Formula SAE Rules. September 2, 2019. Michigan: SAE International, 2016, 175 s. Rev A. Dostupné také z: <http://www.fsaeonline.com/content/2019-20%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>.

Formula Student Germany All FSAE Teams. Formula Student Germany [online]. 2019 [cit. 2019-0-25]. Dostupné z: <http://www.formulastudent.de/fsc/>.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato závěrečná práce se zabývá možností využití systému aktivního řízení kol zadní nápravy u vozidla Formula Student. Součástí práce je konstrukční řešení systému na základě analýzy silových působení při různých jízdních stavech. Byl zvolen tzv. duální koncept s nezávislým řízením každého kola zvlášť pomocí dvou elektrických aktuátorů. Aktuátory jsou konstruovány jako součást tyče řízení (tzv. toe rodu). Dále je navržena řídicí funkce pro natáčení kol v závislosti na rychlosti jízdy a natočení volantu s cílem kompenzace směrové úchytky těžiště vozidla. Na závěr jsou provedeny simulace navrženého systému, na jejichž výsledku je zhodnocen vliv na chování vozidla a celkový přínos.

KLÍČOVÁ SLOVA

Řízení kol zadní nápravy, aktuátor, Formula Student, síly v řízení, MKP, simulace, přínos.

ABSTRACT

This bachelor's thesis is focused on study of rear wheel steering system used on Formula Student car. Construction of the mechanism is based on calculations of forces acting on tire during various driving situations. Dual system using two electric actuators was chosen for this application. This solution allows turning each wheel independently. Actuators were designed as a part of the toe rod. Also steering function concept based on vehicle speed and steering wheel input was designed with aim to compensate chassis side slip angle. In the end, multibody simulations of the designed system are made with assessment to performance benefit.

KEYWORDS

Rear wheel steering, actuator, Formula Student, forces in steering, FEM, simulation, benefit.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOSTÁL, Marek. *Studie systému řízení zadní nápravy*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124751>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 89s. Vedoucí práce Michal Janoušek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Michala Janouška, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. června 2020

.....

Marek Dostál

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych rád poděkoval mé rodině, která mi umožnila studovat na vysoké škole a vždy mě jak ve studiu, tak v účasti na projektu Formula Student plně podporovala.

Dále bych chtěl poděkovat Ing. Michalovi Janouškovi, Ph.D. za odborné vedení této práce a cenné rady při řešení dané problematiky.

Na závěr děkuji celému týmu TU Brno Racing za spolupráci a možnost pracovat na velmi zajímavých projektech. Jmenovitě bych rád poděkoval Bc. Markovi Urbanovi a Bc. Jiřímu Míšovi.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Soutěž Formula Student.....	12
2 Řízení kol zadní nápravy.....	13
2.1 Princip a vliv na chování vozidla.....	13
2.1.1 Samořízení náprav (pasivní řízení) - elastokinematika.....	16
2.2 Používané systémy v praxi.....	17
2.2.1 Osobní automobily.....	17
2.2.2 Motorsport.....	18
2.2.3 Formula student.....	19
3 Konstrukční řešení.....	20
3.1 Druh pohonné jednotky.....	20
3.2 Provedení systému a umístění na vozidle.....	22
3.3 Možnosti provedení aktuátoru.....	24
3.4 Výpočet silového působení v systému zadního řízení.....	27
3.4.1 Vznik síly pod pneumatikou.....	29
3.4.2 Změna svislého zatížení kol.....	33
3.4.3 Geometrické parametry kol zadní nápravy – momenty okolo rejdové osy.....	35
3.4.4 Postup při výpočtu.....	38
3.4.5 Vyhodnocení zátěžných stavů.....	41
3.5 Konstrukční návrh aktuátoru řízení.....	42
3.5.1 Návrh pohybového šroubu.....	42
3.5.2 Volba elektrického motoru.....	44
3.5.3 Převod rotačního pohybu na posuvný.....	50
3.5.4 Uchycení na vozidle.....	52
3.6 Pevnostní analýza částí aktuátoru.....	53
3.6.1 Pevnostní analýza pohybového šroubu.....	54
3.6.2 Pevnostní analýza matice a výstupní hřídele.....	57
3.6.3 Pevnostní analýza krytu aktuátoru.....	59
3.6.4 Pevnostní analýza krytu motoru.....	62
3.7 Výsledná sestava zadního řízení.....	64
3.7.1 Začlenění sestavy zadního řízení do celkové sestavy auta.....	65
4 Řídicí funkce systému.....	66
4.1 Možné přístupy ke způsobu řízení.....	66
4.1.1 Řízení kol v závislosti na úhlu natočení volantu.....	66
4.1.2 Řízení kol s kompenzací úhlu směrové úchyly těžiště.....	66
4.1.3 Řízení kol v závislosti na stáčivé rychlosti.....	67
4.2 Návrh řídicí funkce.....	67
4.3 Vyhodnocení přínosu systému.....	70
4.3.1 Změna poloměru zatáčení.....	70
4.3.2 Jízdní simulace řídicí funkce.....	72
4.3.3 Testování – analýza jízdních dat.....	78

Závěr.....	80
Seznam použitých zkratek a symbolů	85

ÚVOD

V současnosti se v praxi velmi často využívá aktivního ovlivňování jízdní dynamiky. A to nejen v motorsportu, ale také u osobních nebo nákladních automobilů v běžném provozu. Mezi tyto systémy patří např. regulace jízdní dynamiky ESP (Electronic Stability Program) nebo ovlivňování hnacího a brzdového ústrojí, tzv. systémy ASR (Anti Skid Regulation) a ABS (Anti-lock Braking System). Jeden z dalších způsobů může být také užití systému aktivního natáčení kol zadní nápravy, který je většinou označován zkratkou 4WS (Four Wheel Steering) nebo RWS (Rear Wheel Steering). Všechny těchto systémů je využíváno za účelem zvýšení aktivní bezpečnosti, zlepšení jízdního komfortu a hlavně v případě motorsportu k navýšení výkonnosti vozidla ve snaze být rychlejší. [1]

Cílem systému aktivního řízení kol zadní nápravy je zvýšení kontroly a manévrovatelnosti v malých rychlostech, zlepšení stability ve vysokých rychlostech, menší citlivost na boční vítr, dosažení neutrálního chování vozidla při zatáčení atd. Toho je dosaženo změnou velikosti příčných sil pod pneumatikami zadní nápravy, čímž je ovlivňována míra stáčivého momentu a zrychlení působícího na vozidlo. [1]

S natáčením zadních kol se můžeme nejčastěji setkat u rozměrných nákladních vozidel, stavebních strojů nebo autobusů, kde se systému využívá hlavně pro zmenšení poloměru zatáčení. V posledních letech se řízení všech kol objevuje čím dál častěji zejména u luxusnějších nebo výkonnějších, sportovních verzí osobních automobilů kde je kladen důraz na ovladatelnost a jízdní vlastnosti při rychlé jízdě. Zajímavostí je, že s tímto systémem jsme se mohli v minulosti setkat např. u dobře známého Nissanu Skyline GT-R R32/R33/R34. [2]

Vzhledem k tomu, že tratě na soutěžích Formula Student jsou velmi úzké, technické s ostrými zatáčkami, dobrá manévrovatelnost a hbitost vozidla je klíčová k úspěchu. Z tohoto pohledu má smysl implementaci systému řízení zadní nápravy věnovat pozornost.

1 SOUTĚŽ FORMULA STUDENT

Projekt Formula Student je mezinárodní soutěž studentů univerzit z celého světa, kde hlavním cílem je navrhnout a postavit jednomístný závodní vůz formulového typu. S těmito vozidly poté týmy mezi sebou na závodech porovnávají síly v mnoha disciplínách. Mimo tzv. dynamické disciplíny, kde se hodnotí hlavně výkonnost auta a schopnosti řidiče zajet co nejrychlejší čas, jsou bodovány také statické disciplíny. V těchto disciplínách studenti obhájí svůj inženýrský návrh, prezentují nákladovou a výrobní studii všech dílů na vozidle nebo se například snaží prodat svůj fiktivní marketingový projekt pro zpeněžení vozidla. Veškeré technické parametry vozidla se řídí přesně danými pravidly s důrazem na bezpečnost. Soutěž se dělí do tří kategorií, vozidla se spalovacím motorem, vozidla na elektrický pohon a autonomní vozidla. V součtu je do projektu zapojeno celkem přes 800 týmů. [3][4]

Počátky soutěže zasahují až do roku 1981, kdy se v USA konal první závod. V roce 1998 se soutěž dostala do Evropy a o dva roky později také do Austrálie. V následujících letech popularita projektu nadále rostla a závody přibývaly po celém světě. V současné době se koná 20 soutěží, např. v Americe, Austrálii, Japonsku, Indii, Anglii, Itálii, Rakousku, Maďarsku, Španělsku, Nizozemsku, Rusku, nebo také u nás v České Republice. Největší závod se každým rokem pořádá na německém okruhu Hockenheimring, kde se pravidelně účastní ty nejlepší týmy (Obr. 1). [4][5]



Obr. 1 Závod Formula Student Germany 2019 [6]

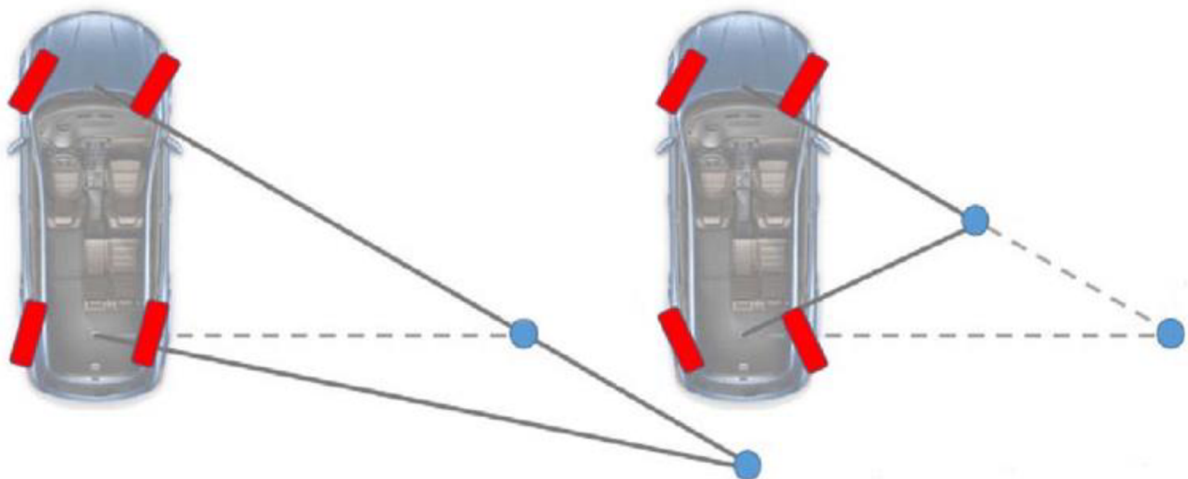
2 ŘÍZENÍ KOL ZADNÍ NÁPRAVY

2.1 PRINCIP A VLIV NA CHOVÁNÍ VOZIDLA

Dle [1] má řízení kol zadní nápravy dva účely:

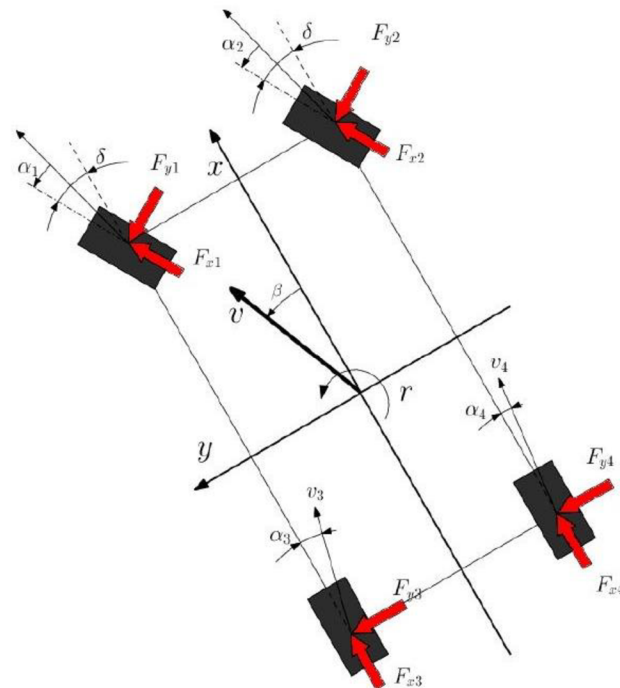
- zmenšit poloměr zatačení v malých rychlostech,
- zlepšit jízdní chování ve vysokých rychlostech.

Aby mohly být splněny oba požadavky uvedené výše, je potřeba zajistit, aby řízení umožnilo měnit smysl zatočení zadních kol v závislosti na rychlosti jízdy. V malých rychlostech, kdy dochází ke zlepšení manévrovatelnosti (např. při parkování), se zadní kola natačejí nesouhlasně vůči kolům přední nápravy. Tím pádem se virtuálně zkrátí rozvor a vozidlo je schopné vykroužit zatačku o menším poloměru (Obr. 2 vpravo). Ve vysokých rychlostech by takový způsob řízení způsobil velkou nestabilitu (přetáčivost) a vozidlo by bylo takřka neovladatelné. Proto se pro vysoké rychlosti zadní kola natačejí souhlasně s předními (Obr. 2 vlevo), čímž dochází k virtuálnímu prodloužení rozvoru (větší poloměr zatačení) a vozidlo je stabilnější (např. změna jízdního pruhu). Hodnota rychlosti, při které dochází ke změně smyslu natočení, se v literatuře mírně liší. Většinou se jedná o hodnotu v rozmezí 40 až 60 km/h. [1][7][8]

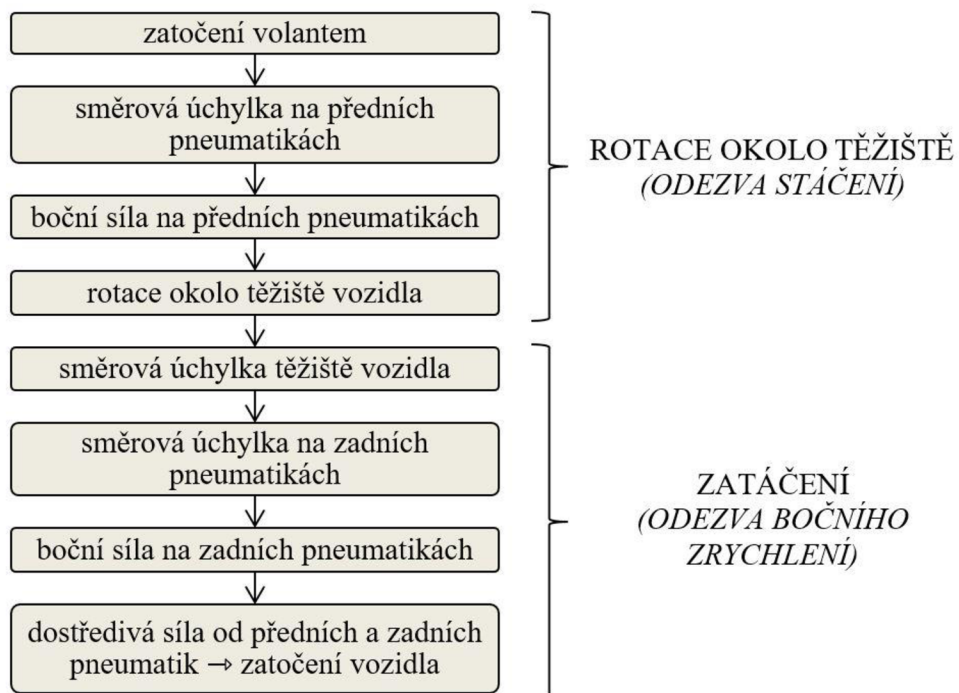


Obr. 2 Princip řízení zadní nápravy: vlevo souhlasné natočení kol, vpravo nesouhlasné [9]

U konvenčního řízení automobilů (Obr. 4), kdy jsou pomocí volantu ovládány pouze přední kola, dochází k určitému zpoždění (odezvě) od chvíle zatočení volantu po vznik dostředivého zrychlení (přechod mezi přímou jízdou a ustáleným stavem zatačení). V okamžiku natočení volantu se natočí také přední kola (úhel δ), čímž na předních pneumatikách vzniknou směrové úchytky $\alpha_{1,2}$, a začnou se generovat boční síly $F_{y1,2}$ (viz Obr. 3). Tyto síly způsobí okolo těžiště vozu rotaci r , která vede k objevení směrové úchytky těžiště β . Vlivem této úchytky vzniknou směrové úchytky také na pneumatikách zadní nápravy $\alpha_{3,4}$, doprovázené bočními silami $F_{y3,4}$. Boční síly na zadní nápravě vytváří moment působící v opačném směru vůči nápravě přední. Při dosažení momentové rovnováhy nastane ustálený stav zatačení. Prodlení mezi vznikem boční síly na přední a zadní nápravě se při zvyšující rychlosti zvětšuje z důvodu větší směrové úchytky těžiště. [1][10]

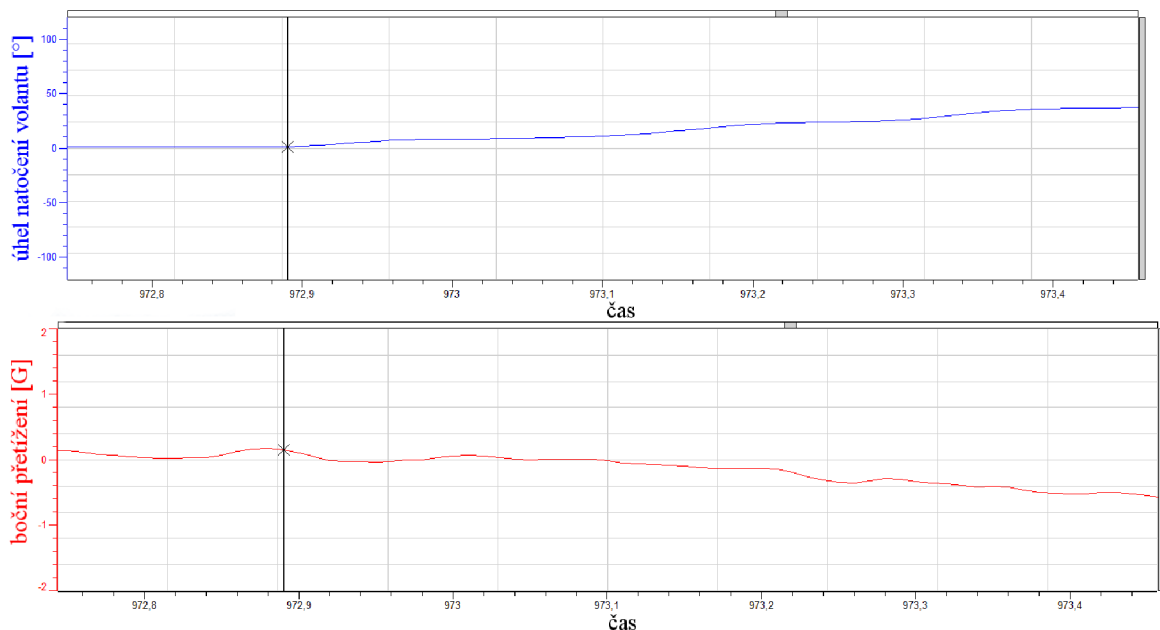


Obr. 3 Vznik stáčivého momentu [11]



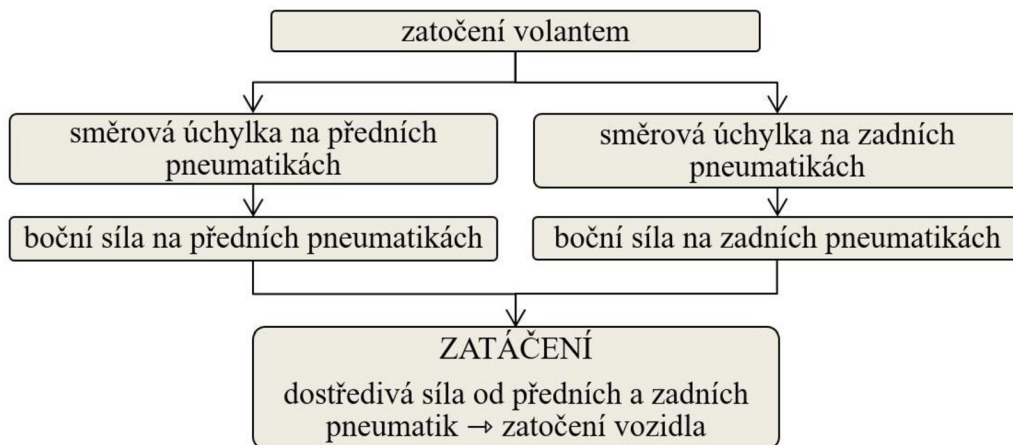
Obr. 4 Tranzientní odezva na natočení volantu u konvenčního řízení předních kol [10]

Z jízdních dat vozidla Dragon 9 můžeme vidět, že odezva na vznik dostředivého zrychlení od chvíle natočení volantem je přibližně 0,2 sekundy pro rychlost jízdy 50 km/h (Obr. 5).



Obr. 5 Odezva na vznik dostředivého zrychlení po natočení volantem – data z testování Dragon 9

Implementací mechanismu, který bude zadní kola natáčet společně s předními, jsme schopni odezvu na zatočení minimalizovat. Boční síly na přední i zadní nápravě se generují teoreticky současně, což vede ve vysoké rychlosti k okamžitému zatáčení bez vzniku rotace kolem těžiště a směrové úchyly těžiště (Obr. 6). Reálně je potom celková odezva závislá na rychlosti reakce mechanismu zadního řízení. Proto je důležité na tento fakt brát při návrhu ohled, aby bylo využito plného potenciálu systému. [10]



Obr. 6 Tranzientní odezva na natočení volantu při použití systému RWS [10]

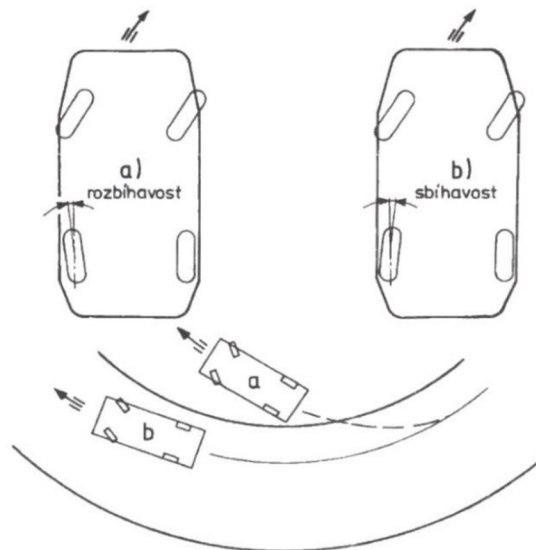
Na podobném principu fungují také systémy využívající změnu podélné síly pod pneumatikou ovládním brzděného nebo hnacího momentu. Mezi tyto systémy patří např. TV (Torque Vectoring) či ESP (Electronic Stability Program). V [12] jsou shrnuty výsledky z porovnávacích testů jednotlivých systémů. Závěrem je, že aktivní natáčení kol může vytvořit

největší přídavný stáčivý moment ze všech. To je důsledkem zejména delšího ramene, na kterém boční síla vůči těžišti působí. Tedy i vlivem pouze malého natočení kola lze dosáhnout požadovaného momentu. V dalším testu byly porovnávány systémy TV a ARS (Active Rear Steering). Zhodnocením vyšlo, že při skokové změně v natočení volantu (tzv. „step steer test“) je lepším systémem TV. Naopak při změně jízdního pruhu či slalomu ve vysoké rychlosti vyniká ARS. [12]

2.1.1 SAMOŘÍZENÍ NÁPRAV (PASIVNÍ ŘÍZENÍ) - ELASTOKINEMATIKA

Vlivem propružení vozidla v zatáčkách dochází u přední i zadní nápravy k natočení kol (tzv. „bump steer“). Velikost a směr tohoto natočení jsou dány kinematickými parametry zavěšení. U přední nápravy dochází k natočení kol také vlivem pružnosti sestavy řízení. Navíc se u osobních automobilů za účelem redukce chvění a hluku ukládají ramena zavěšení do pružných uložení. Vlivem působení sil a momentů pod pneumatikou se tato uložení deformují a dochází tak k natočení kol. Všechny tyto jevy vznikají samovolně bez vůle řidiče, proto se v této souvislosti hovoří o samořízení náprav (elastokinematika – samovolná změna kinematických parametrů). Zejména na zadní nápravě má samořízení zásadní vliv na chování vozidla a jeho stabilitu (přetáčivost/nedotáčivost). [1][7]

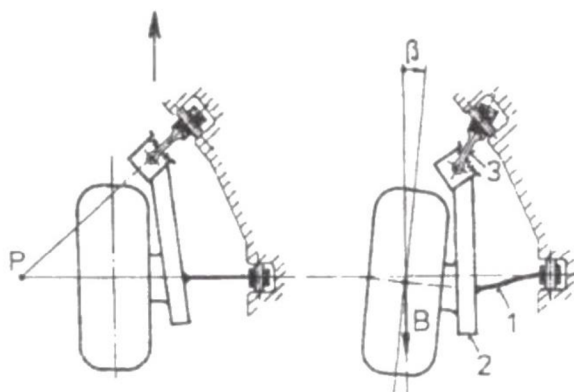
Vliv deformací způsobující samořízení musí řidič kompenzovat změnou úhlu natočení volantu. V případě objevení samořízení na přední nápravě musí řidič (pro zachování konstantního poloměru zatáčení) změnit úhel natočení volantu tak, aby natočení předních kol zůstalo stejné. Naproti tomu na zadní nápravě musí řidič vznik samořízení kompenzovat natočením volantu, aby zvětšil/zmenšil úhel natočení předních kol v případě nedotáčivosti/přetáčivosti (Obr. 7). [7]



Obr. 7 Vliv samořízení (změny sbíhavosti) na zadní nápravě: a) přetáčivost; b) nedotáčivost [1]

Automobilky konstrukci uložení zavěšení věnují poměrně velkou pozornost, jelikož je důležité při průjezdu zatáčkou vlivem elastokinematiky zajistit stabilitu vozu. Toho je docíleno např. speciálními pružnými lůžky s rozdílnou tuhostí v podélném a příčné směru nebo návrhem sofistikovaného zavěšení s poddajným členem. Na Obr. 8 můžeme vidět schéma uložení zavěšení na vozidle Porsche 928 (nazýváno Weissach). Zde je vahadlo (3) pružně uloženo

k ramenu (2) a vlivem působení brzdné síly dochází ke vzniku sbíhavosti (stabilita). Příčná tyč (1) slouží zejména pro přenos boční síly. [7]



Obr. 8 Uložení zadní lichoběžníkové nápravy Weissach na vozidle Porsche 928 (pohled shora) [7]

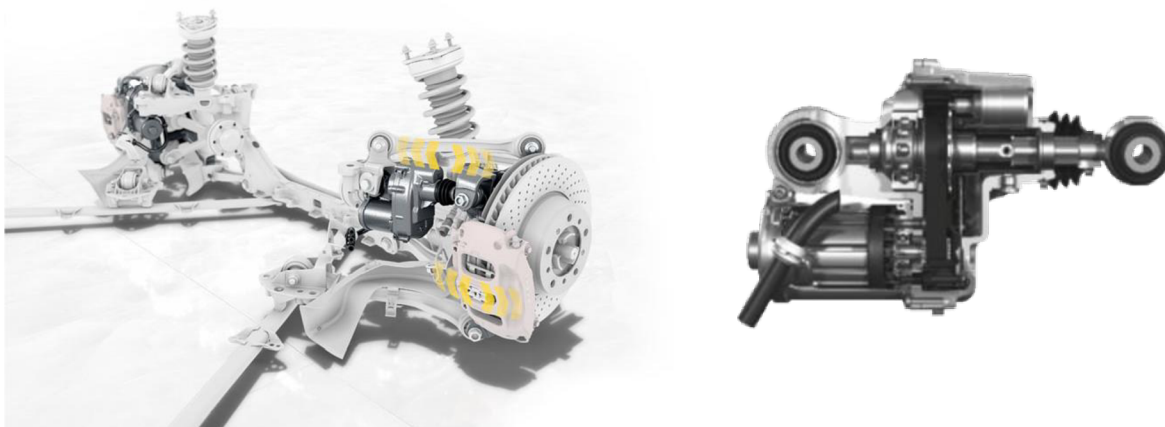
Správnou geometrií a návrhem pružných členů v zavěšení můžeme tedy docílit požadovaného pasivního řízení na zadní nápravě. Avšak nevýhodou je, že samořízení může nastat i při jízdě v přímém směru (např. při přejezdu nerovnosti jedním kolem), což zhorší stabilitu. Mimo jiné jsou kola vždy natáčena pouze jedním směrem (zpravidla dovnitř zatáčky). [7] U závodních speciálů je snaha vliv elastokinematiky minimalizovat a ramena zavěšení se ukládají do ocelových sférických ložisek. Tato práce se dále bude zabývat pouze aktivním (nuceným) řízením zadních kol.

2.2 POUŽÍVANÉ SYSTÉMY V PRAXI

2.2.1 OSOBNÍ AUTOMOBILY

Na trhu můžeme najít řadu sériově vyráběných aut, která jsou již v základní výbavě nebo za příplatek osazena řízením všech kol. Mezi nejzajímavější modely pak patří např. Audi A8, Porsche 911, Mercedes AMG GT, Renault Mégane RS, Lamborghini Aventador S a mnoho dalších [13]. Také slavný Nissan Skyline GT-R R32/R33/R34 byl ve své době vybaven tímto systémem (tzv. HICAS). V počátcích systému zde byla zadní kyvadlová úhlová náprava natáčena dvěma hydraulickými válci. Jeden pro malé rychlosti (natočení zadních kol $\pm 7^\circ$ nesouhlasně) a druhý pro velké rychlosti (natočení $\pm 0,5^\circ$ souhlasně). Později byly hydraulické válce nahrazeny elektrickými aktuátory. [2][7]

Na Obr. 9 vlevo můžeme vidět provedení systému na vozidle Porsche 911 Carrera 4S, kde jsou kola natáčena pomocí dvou elektrických aktuátorů od společnosti ZF (Obr. 9 vpravo). Každé kolo je natáčeno v rozmezí $\pm 2,8^\circ$. Ke změně smyslu (souhlasně/nesouhlasně) dochází při rychlosti 50 km/h. [14]



Obr. 9 Vlevo zadní náprava vozidla Porsche 911 Carrera 4S [14], vpravo detail aktuátoru ZF [15]

2.2.2 MOTORSPORT

První rallye vozidlo, na kterém se objevil systém řízení všech kol, byl Peugeot 205 T16 (Obr. 10). Jedná se o vůz navržený původně pro závod Rallye Paříž-Dakar, který byl navíc vybaven právě tímto systémem pro použití v závodu do vrchu Pikes Peak International Hill Climb. Svůj debut vůz představil v roce 1988 vítězstvím v rekordním čase. O rok později se Peugeot vrátil se stejnou technikou a své vítězství obhájili. [16][17]



Obr. 10 Peugeot 205 T16 - Pikes Peak 1988 [16]

Řízení kol zadní nápravy se objevilo také na vozidle Formule 1. Roku 1993 se systémem experimentoval britský tým Benetton. Michael Schumacher inovaci hodnotil kladně, avšak bez výrazných rozdílů. Od další sezóny FIA zakázala veškeré přídavné řídicí systémy. [18]

2.2.3 FORMULA STUDENT

Současná pravidla soutěže umožňují použití těchto systémů i na studentských formulích. Přesto se jedná o poměrně vzácnou věc k vidění. Mezi týmy, jež úspěšně implementovaly tento systém, patří např. TU Graz Racing Team. Řízení na svém vozidle používají od roku 2018. Za zmínku stojí také fakt, že se týmu v tomto roce podařilo vylepšit svůj dosavadní světový rekord v disciplíně skid-pad (kategorie spalovacích vozů) na čas 4,651 sekundy (-0,059 s). [19]

Dalším týmem, který v minulosti využíval natáčení zadních kol, je Ignition Racing Team Electric (Obr. 11). Se systémem poprvé přišli v roce 2015 a celková přidaná hmotnost dosahovala 3 kilogramy. Podrobnější rozbor provedení mechanismu je popsán v kapitole 3.3. Později po sezóně 2016 od tohoto systému upustili a vydali se cestou pohonu 4x4 a torque vectoringu. [20][21]



Obr. 11 Vozidlo týmu Ignition Racing Team Electric vybaveno řízením zadních kol [20]

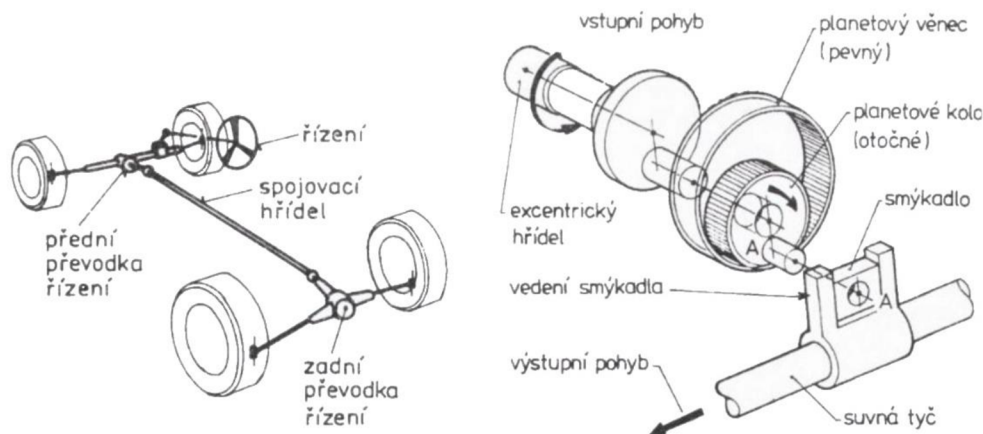
Z pohledu pravidel soutěže je jediným omezením pro systém řízení zadních kol maximální rozsah pohybu na celkem 6° . Omezení natočení musí být zhotoveno pomocí mechanických dorazů. K ovládání je povoleno použití elektrických prvků. [3]

3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

3.1 DRUH POHONNÉ JEDNOTKY

Při volbě pohonné jednotky se nabízí čtyři možnosti, a to mechanický, hydraulický, pneumatický, nebo elektrický pohon. Jednotlivé možnosti, jejich výhody a nevýhody jsou shrnuty v tabulce níže (Tab. 1).

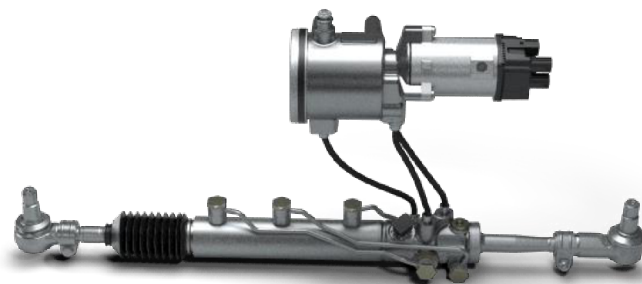
Mechanický pohon řízení zadní nápravy se využíval v počátcích systému na konci osmdesátých let (např. Honda Prelude). Řízení bylo realizováno propojením přední převodky řízení se zadní pomocí hřídele (viz Obr. 12). [7] Pro aplikaci na vozidle Formula Student tento způsob nepřípadá příliš v úvahu, jelikož výsledná konstrukce by byla velmi složitá, těžká a náročná na zástavbu na vozidle. Zároveň by odpadla možnost variabilního nastavení řídicí funkce systému, která by byla pevně daná ozubeným převodem v zadní převodce. Samotná funkce by se řídila pouze v závislosti na natočení volantu.



Obr. 12 Vlevo schéma řízení zadních kol na vozidle Honda Prelude, vpravo princip zadní převodky [7]

Pneumatický pohon se může jevit jako ideální volba, jelikož vozidlo Dragon X je již vybaveno lahví na stlačený vzduch pro pneumatické řazení. Avšak zásadní problém je ve stlačitelnosti média a zároveň v regulaci pneumatických válců. Jelikož u systému řízení je potřeba velmi malý a přesný chod, není pro tuto aplikaci pneumatika vhodným řešením.

Problém se stlačitelností média a tím pádem omezenou regulací řeší použití hydraulického systému (Obr. 13). Hydraulický pohon se v praxi pro tuto aplikaci využívá poměrně často. Hlavní výhodou jsou velké akční síly a velmi rychlá reakce systému. Zároveň by hydraulický systém na autě mohl sloužit také pro ovládání spojky. Z tohoto pohledu se hydraulika jeví jako nejlepší volba ze všech čtyř možností. Bohužel pro dosažení malé hmotnosti a rozměrů celého systému jsou dostupné hydraulické komponenty velmi drahé (v řádech desetitisíců korun).



Obr. 13 Elektrohydraulický systém společnosti Bosch [22]

Druhým nejčastějším způsobem ovládání zadních kol automobilů je pomocí pohonu elektrickým motorem (Obr. 14). Tento způsob nabízí poměrně jednoduché řešení při zachování nízké hmotnosti. Největším problémem elektrického pohonu je delší reakční doba. Právě rychlá reakce je u takového systému nutností, jelikož je potřeba reagovat na stále se měnící jízdní stavy. Příliš velká prodleva v řízení by mohla vést k neřiditelnosti vozidla. Další nevýhodou je menší akční síla a větší energetická náročnost oproti hydraulice. Větší spotřeba elektrické energie by vyžadovala baterii o větší kapacitě, než se doposud na vozidlech Dragon používala.



Obr. 14 Elektrický aktuátor společnosti ZF [15]

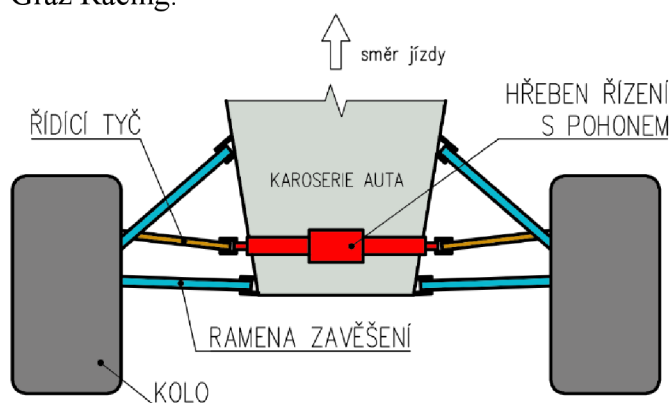
Tab. 1 Shrnutí výhod a nevýhod jednotlivých pohonů

Druh pohonu	Výhody	Nevýhody
Mechanický	okamžitá reakce	složitá výroba komplikovaná zástavba velká hmotnost nemožnost variability
Pneumatický	rychlá reakce	špatná regulace
Hydraulický	rychlá reakce velká akční síla menší spotřeba el. energie	složitost vysoká cena větší hmotnost
Elektrický	jednoduchost nízká hmotnost nižší cena	pomalá reakce větší spotřeba el. energie

Pro danou aplikaci by nejlepší volbou bylo užití hydraulického systému. Avšak právě pro vysokou cenu a hmotnost bylo nutné od této varianty upustit a byl zvolen pohon elektrickým motorem.

3.2 PROVEDENÍ SYSTÉMU A UMÍSTĚNÍ NA VOZIDLE

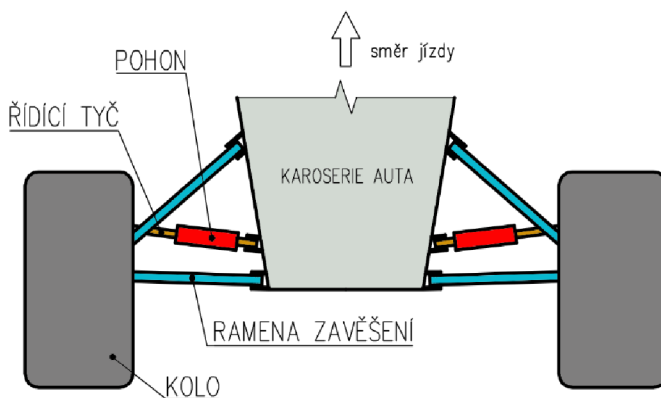
V praxi se vyskytují dva druhy systémů, centrální nebo duální. Jak již název napovídá, centrální provedení obsahuje pouze jeden akční člen, který je umístěn uprostřed nápravy (viz Obr. 15). Jedná se v podstatě o obdobu hřebene řízení používaného u konvenčního řízení kol přední nápravy. Obě kola jsou tedy ovládány dohromady. Jedná se o jednodušší řešení, avšak vyžaduje větší nároky na zástavbu na vozidle. Provedení tohoto typu můžeme najít právě na vozidle rakouského týmu TU Graz Racing.



Obr. 15 Schéma centrálního provedení (pohled na zadní nápravu shora)

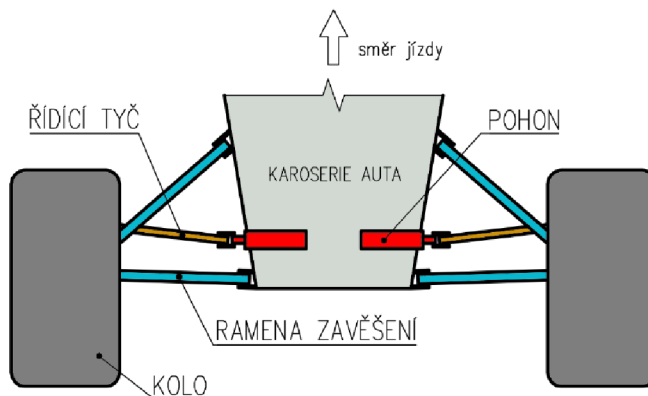
Na druhou stranu duální systém má akční členy dva, pro každé kolo zvlášť. Vyznačuje se tedy možností ovládat kola nezávisle na sobě pomocí dvou lineárních aktuátorů, což přináší řadu výhod z pohledu dynamiky systému a jeho elektrické spotřeby (blíže specifikováno později v kapitole 4.2). Právě z tohoto pohledu bylo rozhodnuto se dále zabývat právě duálním systémem. Tato varianta provedení nabízí další dvě možnosti pro umístění pohonné jednotky. A to jako součást tyče řízení (Obr. 16) nebo s umístěním na karoserii vozidla (Obr. 17).

Pohon na tyči řízení je z pohledu zástavby nejlepším řešením, jelikož aktuátor je přímo součástí tyče mezi karoserií a těhlicí, tzv. toe rodu (viz Obr. 16). Nevýhoda je v navýšení neodpružené hmoty zadních kol. Neodpružená hmota má přímý vliv na grip pneumatiky, jelikož souvisí se setrvačností kola. Dle dostupných simulací v týmu má až dvojnásobný vliv na čas na kolo oproti hmotě odpružené.



Obr. 16 Schéma duálního provedení s pohonem na tyči řízení (pohled na zadní nápravu shora)

Umístění pohonu na karoserii vozidla řeší problém s nárůstem neodpružené hmoty (viz Obr. 17). Jedná se o obdobu centrálního systému, avšak s tím rozdílem, že je každé kolo ovládáno zvlášť. Hlavní nevýhodou je (podobně jako u centrálního systému) zástavba na vozidle. Zároveň lze očekávat větší hmotnost celého systému.



Obr. 17 Schéma duálního provedení s pohonem na karoserii vozidla (pohled na zadní nápravu shora)

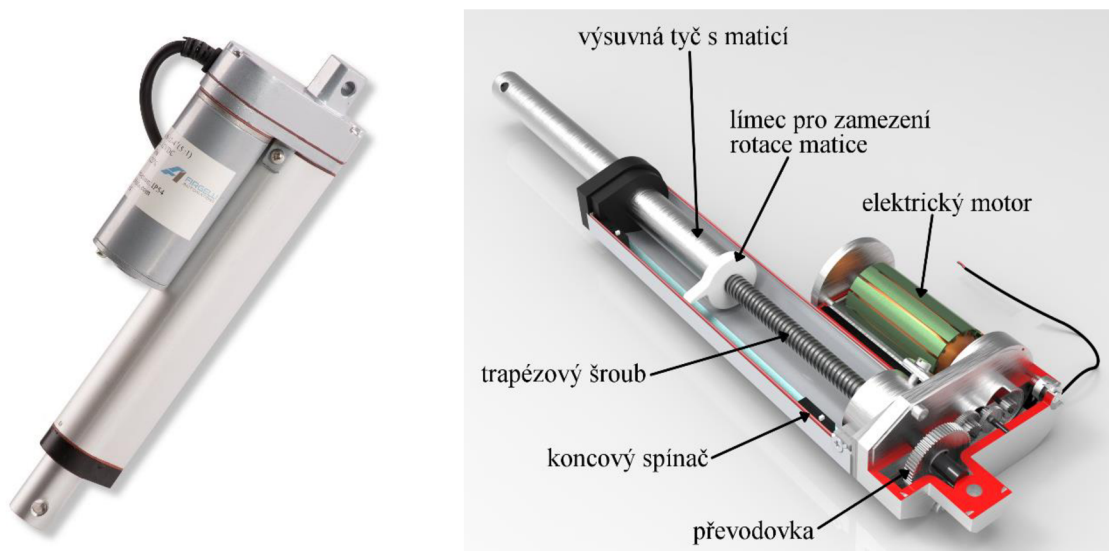
Tab. 2 Shrnutí výhod a nevýhod jednotlivých provedení systému

Provedení		Výhody	Nevýhody
Centrální		<p>jednoduchost</p> <p>nižší hmotnost systému</p> <p>malá neodpružená hmota</p>	<p>složitá zástavba</p> <p>ovládání kol závislé na sobě</p> <p>větší setrvačnost systému</p>
Duální	Pohon na tyči řízení	<p>jednoduchá zástavba</p> <p>snadná zaměnitelnost v případě poruchy</p> <p>nezávislé ovládání kol</p> <p>menší setrvačné síly řízení (rychlejší reakce)</p>	<p>větší neodpružená hmota</p>
	Pohon na karoserii auta	<p>malá neodpružená hmota</p> <p>nezávislé ovládání kol</p> <p>menší setrvačné síly řízení (rychlejší reakce)</p>	<p>náročnější na zástavbu</p> <p>větší hmotnost systému</p>

Vzhledem k tomu, že v zadní části vozidla Dragon X není mnoho volného prostoru, umístění centrálního či duálního systému s pohonem na karoserii by bylo velmi problematické. Z toho důvodu byl zvolen pohon na tyči řízení, protože tato varianta neovlivní nějakým způsobem polohu ostatních dílů na autě. Dále v případě poruchy systému je možné řídicí tyč jednoduše nahradit klasickým toe rodem a na vozidle nebude žádná hmotnost navíc.

3.3 MOŽNOSTI PROVEDENÍ AKTUÁTORU

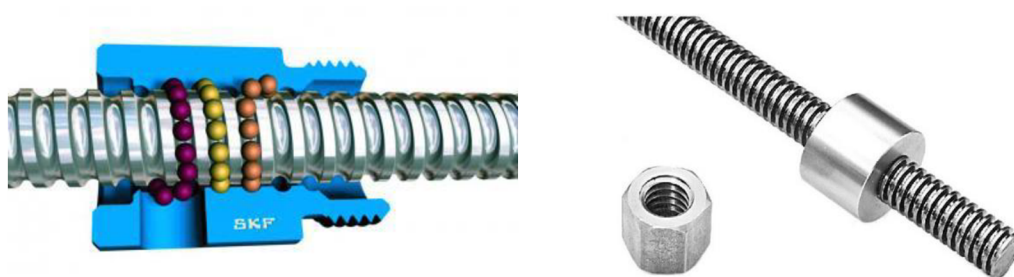
Pro zvedání břemen či vyvození tažné/tlakové síly se v praxi běžně používají elektrické lineární aktuátory. Jedná se o zařízení, které převádí rotační pohyb motoru na posuvný, a to nejčastěji za pomoci pohybového šroubu s maticí (Obr. 18). [23]



Obr. 18 Lineární aktuátor [24]

Lineární aktuátory jsou k dostání v několika velikostních řadách s různými délkami zdvihů a zdvihových sil. Pro danou aplikaci řízení je zapotřebí velmi malého zdvihu (přibližně 10 mm). Bohužel nalézt aktuátor s požadovanými parametry bylo velmi problematické, jelikož dostupné kusy mají zdvih daleko větší a jsou tedy příliš těžké. Proto bylo rozhodnuto navrhnout aktuátor vlastní konstrukce.

Pohybové šrouby se používají nejčastěji ve dvou variantách, kuličkové nebo trapezové (lichoběžníkové). Kuličkový šroub se vyznačuje velmi velkou přesností polohování. Z toho důvodu se používá velmi často například u CNC obráběcích strojů. Zároveň dosahuje velké účinnosti (kolem 90 %), jelikož mezi závity matice a šroubu dochází k pohybu pomocí odvalování kuliček (viz Obr. 19 vlevo). U trapezového pohybového šroubu se závity matice a šroubu přímo stýkají a dochází tak k mechanickému tření (viz Obr. 19 vpravo). Účinnost lichoběžníkového závitu se odvíjí od volby materiálů matice, šroubu a použitého mazání. Většinou se pohybuje okolo 30 %. Díky tomuto tření je hlavní výhodou trapezových šroubů jejich samosvornost. Kuličkové šrouby samosvorné nejsou, a proto bývají vybaveny ještě navíc brzdou, případně je malého odporu dosaženo předpětím kuliček. Porovnání jednotlivých řešení je shrnuto v tabulce (Tab. 3). [25][26]



Obr. 19 Vlevo řez kuličkovým šroubem s maticí [25], vpravo trapezový šroub s maticí [27]

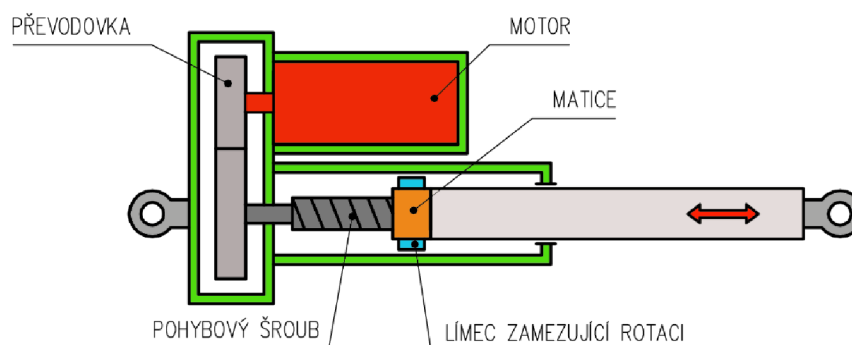
Tab. 3 Shrnutí výhod a nevýhod druhů pohybových šroubů

Pohybový šroub	Výhody	Nevýhody
Kuličkový	přesnost polohování minimální axiální vůle vysoká účinnost	není samosvorný (nutno brzdít, složitost, větší energetická náročnost) vyšší cena
Trapézový	samosvornost jednoduchost nižší cena	malá účinnost axiální vůle

Vzhledem k bezpečnosti systému a úspoře elektrické energie byl zvolen trapézový pohybový šroub. V případě poruchy nebo vypnutí systému dojde k samovolnému uzamčení polohy kol a nedojde tak k nepředvídatelnému chování. Zároveň dojde k úspoře energie, jelikož po dosažení požadovaného úhlu natočení kol (např. krajní poloha) nebude potřeba dodávat žádnou další energii pro udržení tohoto stavu. V případě kuličkového šroubu by bylo nutné použití brzdy, čímž by se celá konstrukce značně zkomplikovala.

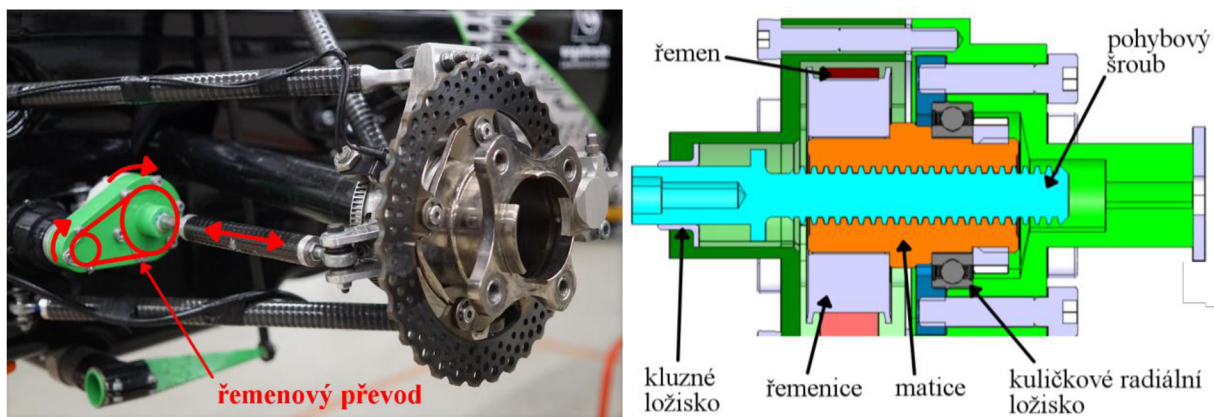
Dále je potřeba rozhodnout o umístění jednotlivých komponent aktuátoru, zejména pohonné jednotky. Právě elektrický motor je nejtěžší součástí sestavy a jeho poloha má zásadní vliv na velikost neodpružené hmoty. Proto je důležité, aby byl motor na tyči řízení co nejbližší ke středu auta. Tím bude dosaženo také zmenšení dopadu na setrvačnost celého vozidla vzhledem k vertikální ose.

Pro minimalizaci neodpružené hmoty je vhodné umístit motor paralelně s pohybovým šroubem (viz Obr. 20). Díky tomuto řešení se všechny díly aktuátoru dostanou co nejbližší středu vozu. Přenos krouticího momentu motoru na pohybový šroub je zprostředkován pomocí převodu ozubenými koly nebo řemenem. Daný převod zároveň slouží ke zvýšení krouticího momentu motoru (větší zdvihová síla). Nevýhodou je nárůst celkové hmotnosti a rozměru systému. Vlivem převodu se zvětší také složitost konstrukce i výroby komponent. U převodu řemenem je potřeba počítat s velkými silami pro napnutí řemene.



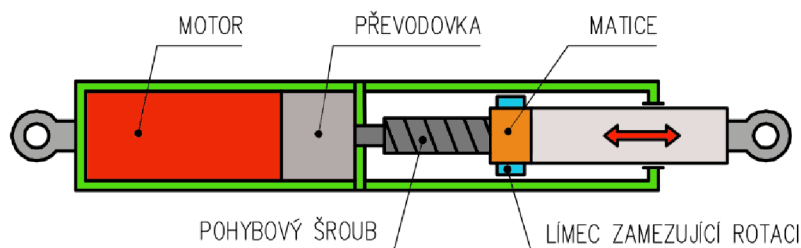
Obr. 20 Schéma aktuátoru s paralelním řazením

Provedení s paralelním řazením a řemenovým převodem využíval na svém voze např. německý tým z univerzity v Osnabrückeru, Ignition Racing Team Electric (Obr. 21). [20]



Obr. 21 Řešení aktuátoru řízení v podání Ignition Racing Team Electric [20]

Druhou variantou je umístění motoru s pohybovým šroubem sériově (Obr. 22). Toto řešení sice přináší větší nárůst neodpružené hmoty, avšak se jedná o hmotnostně lehčí a jednodušší řešení. Hřídel motoru je v tomto případě přímo spojena s pohybovým šroubem. Ke zvýšení krouticího momentu se využívá zpravidla planetová převodovka.



Obr. 22 Schéma aktuátoru se sériovým řazením

Jednotlivé výhody i nevýhody jsou opět shrnuty v tabulce (Tab. 4).

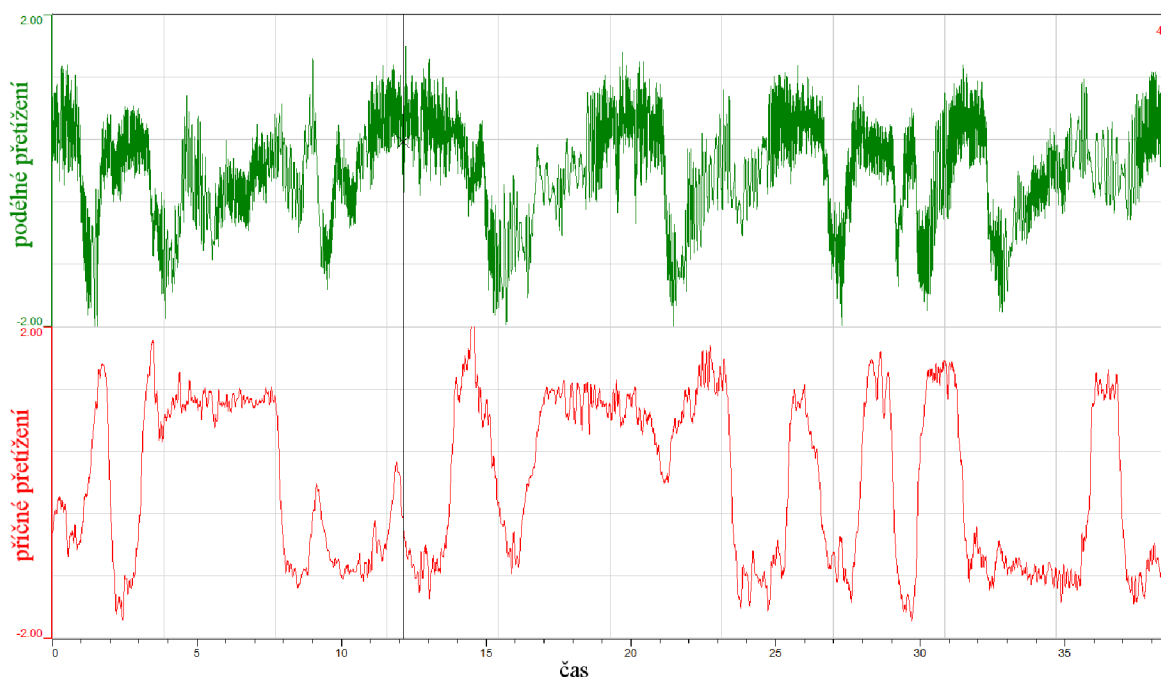
Tab. 4 Shrnutí výhod a nevýhod uspořádání aktuátoru

Uspořádání motor - pohybový šroub	Výhody	Nevýhody
Paralelní	redukce neodpružené hmoty	složitější konstrukce větší rozměry větší celková hmotnost
Sériové	jednoduchost menší rozměry menší celková hmotnost	větší neodpružená hmota

Ve snaze zachovat co nejmenší celkovou hmotnost systému, a s přihlédnutím na jednoduchost konstrukce, bylo rozhodnuto pro řešení se sériovým řazením motoru a pohybového šroubu.

3.4 VÝPOČET SILOVÉHO PŮSOBNÍ V SYSTÉMU ZADNÍHO ŘÍZENÍ

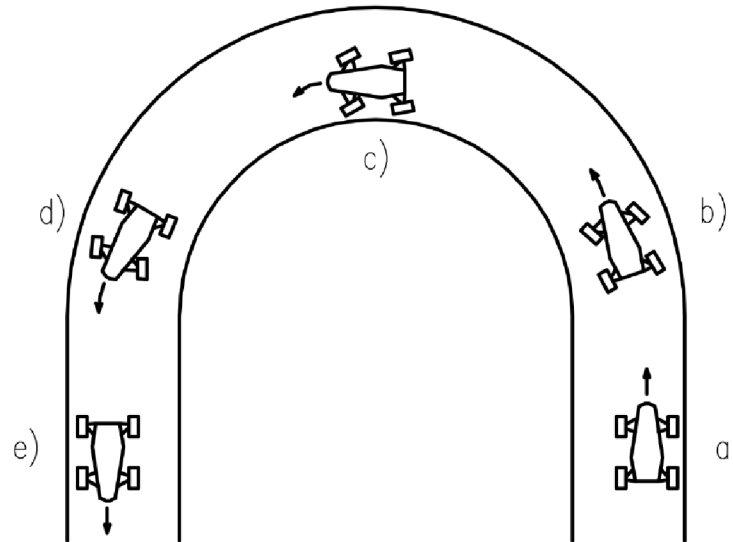
Nejprve, než se bude možné zabývat konstrukčním návrhem, je nutné nejprve provést výpočet silových účinků, které budou na danou sestavu řízení v provozu působit. Na základě těchto sil bude vybrána pohonná jednotka a zároveň také poslouží pro dimenzování všech dílů v sestavě. Výpočet bude zaměřen na analýzu pěti jízdních stavů, které se dají při provozu očekávat, a to brzdění, nájezd do zatáčky, průjezd zatáčkou, výjezd ze zatáčky a nakonec akcelerace. Bude uvažováno s průjezdem levotočivou zatáčkou, kdy jsou zadní kola natočena jak souhlasně s předními, tak i nesouhlasně (z důvodu změny znaménka závleku kola vlivem nulového záklonu). Jízdní stavy jsou reprezentovány kombinací podélných a příčných přetížení, kterých vozidlo při dané situaci dosahuje (viz Tab. 5). Jedná se o největší naměřené hodnoty z akcelerometru při testování s vozem Dragon 9 (ukázka viz Obr. 23).



Obr. 23 Data měření přetížení vozu – testování s Dragonem 9

Definice jízdních stavů (Obr. 24):

- **a) brzdění** – jedná se o ustálený stav brzdění, kdy vozidlo zpomaluje s konstantním zrychlením v přímém směru (na vozidlo působí pouze negativní podélné zrychlení);
- **b) nájezd do zatáčky** – vozidlo vjíždí do levotočivé zatáčky a současně brzdí (na vozidlo působí podélné negativní zrychlení, a zároveň i příčné zrychlení);
- **c) průjezd zatáčkou** – ustálený stav zatáčení doleva, kdy vozidlo krouží konstantní rychlostí, např. při disciplíně skid-pad (na vozidlo působí pouze příčné zrychlení);
- **d) výjezd ze zatáčky** – stav kdy vozidlo opouští levotočivou zatáčku, a zároveň zrychluje (působení kladného podélného zrychlení a současně příčného zrychlení);
- **e) akcelerace** – ustálený stav zrychlování, kdy vozidlo zrychluje konstantním zrychlením v přímém směru (na vozidlo působí pouze kladné podélné zrychlení).



Obr. 24 Jízdní stavy pro výpočet: a) brzdění, b) nájezd do zatáčky, c) průjezd zatáčkou, d) výjezd ze zatáčky, e) akcelerace (souhlasné natočení zadních kol)

Tab. 5 Hodnoty přetížení působící na těžiště vozu při vyšetřovaných jízdních stavech

Jízdní stav	Přetížení ($g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$)	
	Podélné (osa x)	Příčné (osa y)
brzdění	$a_{x_{brk}} = 1,74 \cdot g$	-
nájezd do zatáčky	$a_{x_{k_{brk}}} = 0,73 \cdot g$	$a_{y_{k_{brk}}} = 1,45 \cdot g$
průjezd zatáčkou	-	$a_{y_{lat}} = 2,5 \cdot g$
výjezd ze zatáčky	$a_{x_{k_{acc}}} = 0,68 \cdot g$	$a_{y_{k_{acc}}} = 1,25 \cdot g$
akcelerace	$a_{x_{acc}} = 0,94 \cdot g$	-

Vstupní hodnoty parametrů vozidla pro výpočet jsou shrnuty v Tab. 6. Výpočty jsou uvažovány pro rychlost jízdy 60 km/h, pro kterou kolegové z aerodynamiky vypočítali přítlačnou sílu pomocí CFD simulací. Jedná se o průměrnou rychlost, kterou monoposty Dragon dosahují na tratích FS. Jelikož některé reálné parametry vozidla Dragon X zatím není možné určit, jsou určité hodnoty voleny na základě vozidla předchozí generace Dragon 9.

Tab. 6 Parametry vozidla Dragon X pro výpočet

Název parametru	Označení	Jednotka	Hodnota
hmotnost vozidla s řidičem	m	kg	265
rozchod kol přední nápravy	t_f	m	1,2
rozchod kol zadní nápravy	t_r	m	1,17
rozvor náprav	l	m	1,527
rozložení hmotnosti na přední nápravu	ρ_m	-	0,49
výška těžiště vozidla s řidičem	h	m	0,305
klopná tuhost přední nápravy	K_f	Nm/°	831
klopná tuhost zadní nápravy	K_r	Nm/°	790
aerodynamická přítlačná síla při rychlosti 60 km/h	F_{za}	N	850
rozložení přítlačné síly na přední nápravu	ρ_a	-	0,48
zatočení zadních kol do sbíhavosti/rozbíhavosti	δ_{z_in/z_out}	°	+3/-3
záklon rejdové osy	ν	°	0
příklon rejdové osy	λ	°	11,9
statický odklon kola	γ	°	-2,8
závlek statický	n_k	mm	0
závlek kola při natočení +3°/-3°	n_{k_in/k_out}	mm	2,4/-2,4
poloměr rejdu	d	mm	7,8

Pro výpočet je uvažováno několik zjednodušení:

- uvážení ustáleného jízdního stavu (hladká vozovka, konstantní zrychlení),
- konstantní poloha těžiště vozu, nedochází k naklánění karosérie,
- při zatočení nedochází ke změně statického odklonu kol,
- sbíhavost zadních kol je rovna nule.

Aktuátor řízení bude v provozu od pneumatiky zatěžován tahem nebo tlakem. Cílem je tedy určit sílu od vratného momentu, který působí okolo rejdové osy kola a snaží se ho natočit. Rotaci zabraňuje právě toe rod (v našem případě již zmíněný aktuátor). Velikost momentu je určena součtem silových účinků pod pneumatikou.

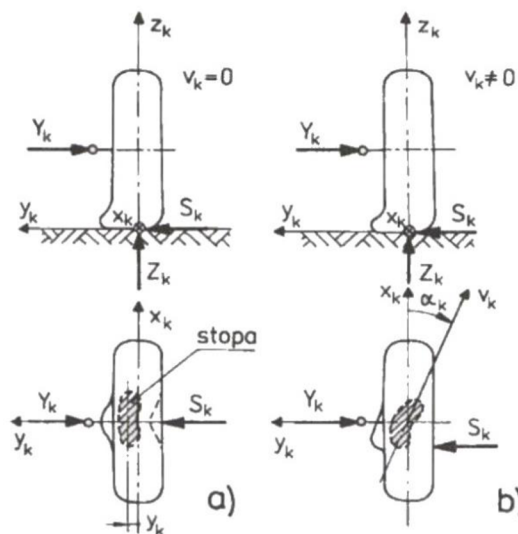
3.4.1 VZNIK SÍLY POD PNEUMATIKOU

Pneumatika je zdrojem sil a momentů sloužících k řízení vozidla. Veškeré silové působení zatěžující všechny podvozkové komponenty auta je tedy generováno právě v místě kontaktu pneumatik s vozovkou (v ideálním případě). Z tohoto místa (tzv. stopa) se síla přenáší od pneumatiky na ráfek, náboj, těhlici, přes zavěšení do systému tlumení a nakonec

až do karoserie auta. Pro dimenzování dílů je tedy potřeba zjistit, jakých hodnot tato síla pod pneumatikou nabývá. K tomu se využívá matematického modelu pneumatiky. Samotný matematický popis pneumatiky je ale velice složitý, jelikož do chování pneumatiky promlouvá mnoho proměnlivých vnějších vlivů, jako je např. teplota pneumatiky, tlak huštění, opotřebení, úhel odklonu kola, přilnavost povrchu vozovky atd. [1]

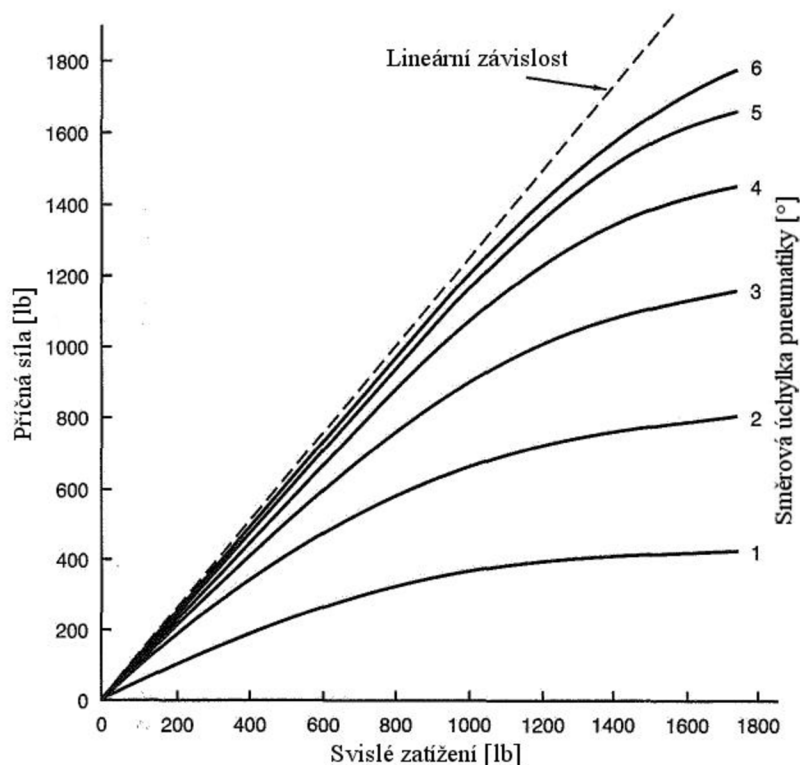
PŘÍČNÁ SÍLA

Příčná síla vzniká jako reakce na vnější boční zatížení, například vlivem zatačení (odstředivá síla) nebo při působení větru. Toto boční zatížení působící přes zavěšení na střed kola vyvolá pružnou deformaci pneumatiky. Samotnou pneumatiku si můžeme představit jako pružinu (s rostoucím zatížením poroste také deformace). V případě stojícího kola se vlivem deformace podélná osa středu stopy bočně posune (Obr. 25 vlevo). Při uvedení kola do rotace přichází jednotlivé elementy pneumatiky do kontaktu s vozovkou pod úhlem a podélná osa stopy se o tento úhel natočí (Obr. 25 vpravo). Úhel se nazývá směrová úchylka, případně úhel skluzu (anglický výraz „slip angle“). Název úhel skluzu může být poněkud zavádějící, jelikož pro malé směrové úchylky (přibližně do 3°) ve stopě téměř nedochází k žádnému skluzu pneumatiky (pouze v zadní oblasti stopy a velkých úchylkách). Směrová úchylka pneumatiky tedy vyjadřuje úhel mezi vektorem obvodové rychlosti pneumatiky ve stopě a podélnou osou kola. Na velikost podélné síly má vliv také odklon kola, jež vytváří tzv. „camber thrust“. [1][28]



Obr. 25 Vznik směrové úchylky: a) stojící kolo, b) při odvalování [1]

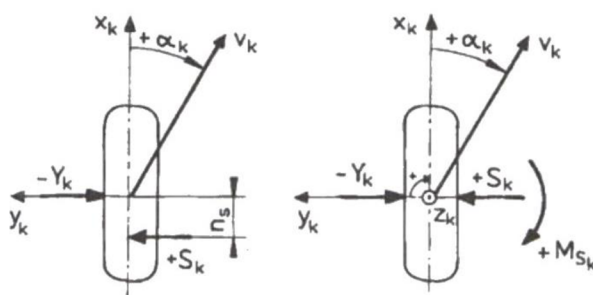
Velikost přenesené boční síly je závislá hlavně na svislém zatížení pneumatiky. Za zmínku stojí fakt, že s rostoucím svislým zatížením klesá příčný koeficient přilnavosti pod pneumatikou. Tedy s postupným zvětšováním svislého zatížení lze očekávat čím dál menší přírůstek příčné síly (viz Obr. 26). [28]



Obr. 26 Závislost mezi svislým zatížením pneumatiky a boční silou pro různé velikosti směrové úchylky [28]

VRATNÝ MOMENT

Výslednice boční síly je reálně lokalizována v zadní části stopy (jak můžeme vidět na Obr. 27 vlevo). Tím pádem vzhledem ke svislé ose kola způsobuje moment, jehož rameno se nazývá závlek pneumatiky. Pro zjednodušení se boční síla přesouvá do středu kola a závlek pneumatiky je nahrazen momentovým působením okolo svislé osy (tzv. vratný moment pneumatiky - Obr. 27 vpravo). [1]



Obr. 27 Vznik vratného momentu: vlevo při uvážení závleku pneumatiky, vpravo zjednodušení [1]

Jak název napovídá, pneumatika se snaží vrátit do původního přímého směru (do stavu nulové směrové úchylky). Při velkých směrových úchylkách dochází k většímu skluzu v zadní části stopy a tím pádem se zmenšuje závlek pneumatiky a respektive i vratný moment. Při dosažení limitu pneumatiky je vratný moment téměř nulový, případně může nabývat i záporných hodnot.

Nutno také podotknout, že maximální hodnota se nachází při menší směrové úchylce, než tomu je u příčné síly. [28]

PODÉLNÁ SÍLA

V podélném směru to funguje podobně, jako tomu je ve směru příčném. V důsledku působení hnací/brzděné síly vzniká pod pneumatikou podélná síla, která ji nyní deformujeme podélně, kde se plášť natahuje při brždění nebo stlačuje při akceleraci (viz Obr. 28). Míru deformace vyjadřuje tzv. skluz („slip ratio“), který v procentech udává poměr obvodové rychlosti ve stopě pneumatiky a rychlosti vozidla (1). [28]



Obr. 28 Deformace pneumatiky dragsteru při akceleraci [29]

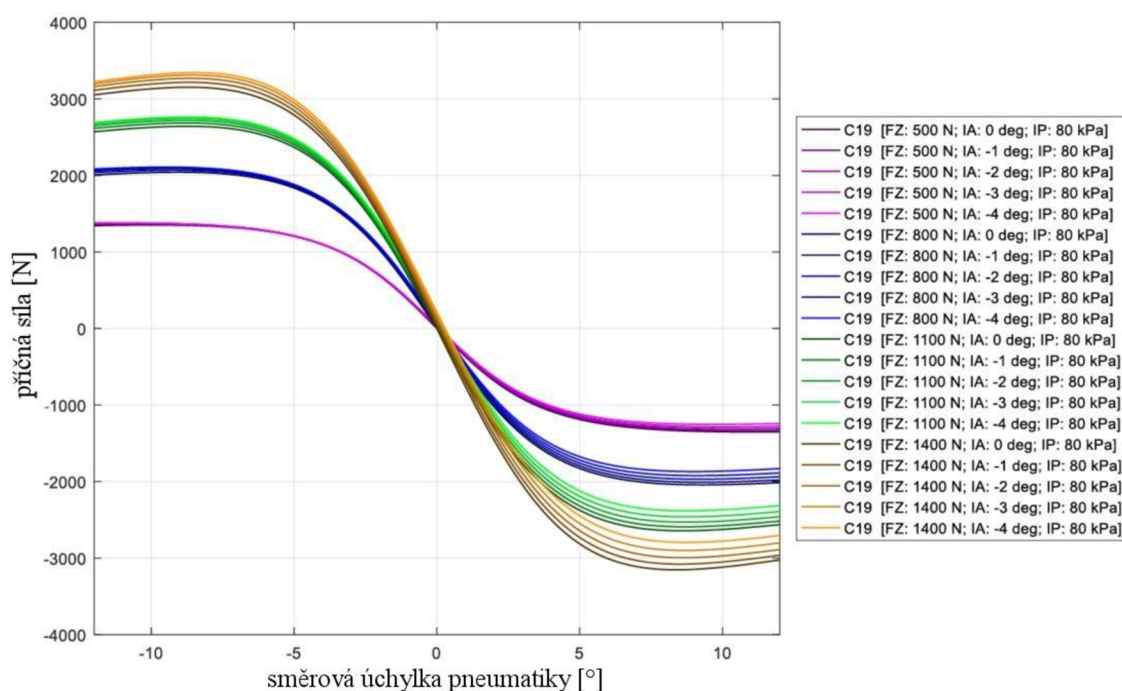
$$SR = \left(\frac{\Omega \cdot R_l}{v} - 1 \right) \cdot 100 [\%], \quad (1)$$

kde: Ω je úhlová rychlost kola, R_l je zatížený poloměr kola a v je rychlost vozidla.

MATEMATICKÝ MODEL PNEUMATIKY

V týmu máme k dispozici již vytvořený model pneumatiky z naměřených dat poskytnutých firmou Continental (Obr. 29). Samotné měření bylo provedeno pro kombinaci různých tlaků, úhlů odklonu kola a normálových zatížení pneumatiky. Charakteristiky pneumatiky byly vytvořeny pro příčnou sílu, vratný moment a pro podélnou sílu. Kdy data pro podélnou sílu nebyla reálně měřena, ale byla vytvořena na základě zkušeností a referencí. Z toho vyplývá, že pro podélný směr je potřeba počítat s určitou chybou. [30]

Naměřená data byla dále proložena křivkou a pomocí měřítka se průběh přizpůsobil našim podmínkám (tzv. scaling). Správný scaling je velice důležitý, jelikož měření probíhá v laboratorních podmínkách na povrchu s velmi velkým koeficientem tření, který neodpovídá reálným povrchům na tratích, kde se vyskytují nečistoty. O správnou funkci těchto modelů se postarali kolegové z týmu.



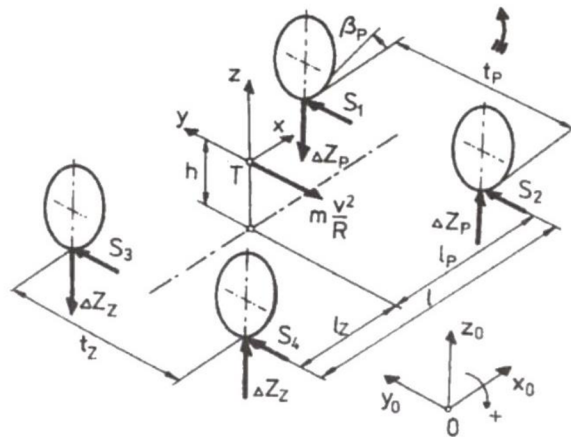
Obr. 29 Charakteristika pneumatiky C19 v příčném směru – poskytnutá (již proložená) data z měření [30]

Vstupními hodnotami do modelu pneumatiky jsou: úhel odklonu kola, úhel směrové úchylky pneumatiky a normálová síla na pneumatiku. Výstupem je podle použitého modelu: podélná síla, příčná síla nebo vratný moment pneumatiky.

3.4.2 ZMĚNA SVISLÉHO ZATÍŽENÍ KOL

Z charakteristiky pneumatiky vyplývá, že hlavním faktorem ovlivňujícím velikost maximální příčné nebo podélné síly je svislé zatížení pneumatiky. Celkové zatížení je tvořeno součtem hmotnosti vozidla s řidičem a aerodynamické přítlačné síly, které se rozdělí mezi kola v závislosti na poloze těžiště. Tato svislá síla se ale v průběhu jízdy neustále mění (přesouvá se vzájemně mezi koly). Ke změně dochází vždy, když na těžiště auta působí zrychlení. [1]

Při průjezdu levotočivou zatáčkou (viz Obr. 30) vlivem působení příčného (dostředivého) zrychlení na těžiště T vozidla vzniká odstředivá síla, která má za následek vznik reakčních sil pod pneumatikami S_{1-4} . Tyto síly vytvoří okolo podélné osy vozidla moment M_{roll} (2), který vozidlo naklápí. To má za následek změnu svislých zatížení kol (4), kdy se zatížení přesouvá z kol vnitřních na vnější. Při podélném zrychlení, brzdění nebo akceleraci, potom dochází ke vniku momentu okolo příčné osy vozidla M_{pitch} (3) a zatížení kol (5) se přesouvá ze zadní nápravy na přední, nebo naopak. Tento jev se někdy nazývá přesun hmoty/zatížení (tzv. „weight/load transfer“). Důsledky přesunu hmoty mezi koly jsou velmi nežádoucí a je snahou, aby tato hodnota byla co nejmenší. Pro příklad kdy auto projíždí zatáčkou, jsou vnější kola více zatížena, tudíž jsou schopna přenést i větší boční sílu. Na druhou stranu jsou vnitřní kola o stejnou hodnotu odlehčena, a proto přenesou menší boční sílu. Jelikož charakteristika pneumatiky není lineární (s rostoucím svislým zatížením klesá koeficient přilnavosti), celková přenesená boční síla je menší, než při ekvivalentním zatížení vnějších a vnitřních kol (viz Obr. 26). [1][28]



Obr. 30 Změna svislého zatížení pneumatik vlivem odstředivé síly při průjezdu levotočivou zatáčkou [1]

Rovnice pro výpočet velikosti klopného momentu [28]:

- kolem podélné osy:

$$M_{roll} = a_y \cdot m \cdot h \text{ [Nm];} \quad (2)$$

- kolem příčné osy:

$$M_{pitch} = a_x \cdot m \cdot h \text{ [Nm].} \quad (3)$$

Celková velikost změny svislého zatížení kol je popsána vztahy [28]:

- v příčném směru:

$$\Delta W_{lat} = \frac{m \cdot a_y \cdot h}{t} \text{ [N];} \quad (4)$$

- v podélném směru:

$$\Delta W_{long} = \frac{m \cdot a_x \cdot h}{l} \text{ [N],} \quad (5)$$

kde: m = hmotnost vozidla s řidičem [kg],

a_y, a_x = příčné, podélné zrychlení (dosazení hodnot z Tab. 5) [m/s^2],

h = výška těžiště vozidla od země [m],

t = rozchod kol na nápravě [m],

l = rozvor náprav [m].

Rovnice (4) popisuje celkovou změnu zatížení při zatáčení a nebere v úvahu rozložení této změny mezi všechny čtyři kola. Způsob rozložení zatížení mezi přední a zadní nápravou má zásadní vliv na chování vozidla (nedotáčivost/přetáčivost). Jsou dvě možnosti, kterými můžeme toto rozložení ovlivnit, rozdílnou klopnou tuhostí a výšek středů klopení mezi nápravami. [28]

Při uvážení tuhosti náprav dostaneme vztah pro výpočet úhlu klopení karoserie při průjezdu zatáčkou [31]:

$$\theta_{roll} = \frac{M_{roll}}{K_f + K_r} \text{ [°],} \quad (6)$$

kde: $K_f, K_r =$ klopná tuhost přední, zadní nápravy [$Nm/^\circ$].

Pomocí úhlu jsme již schopni dopočítat příbytek/úbytek zatížení na kolech přední nebo zadní nápravy [31]:

- přední náprava:

$$\Delta W_{lat_f} = \frac{\theta_{roll} \cdot K_f}{t_f} [N], \quad (7)$$

- zadní náprava:

$$\Delta W_{lat_r} = \frac{\theta_{roll} \cdot K_r}{t_r} [N], \quad (8)$$

kde: $t_f, t_r =$ rozchod kol přední, zadní nápravy [m].

Tato hodnota zatížení (7) a (8) se na dané nápravě přesune od vnitřního kola k vnějšímu.

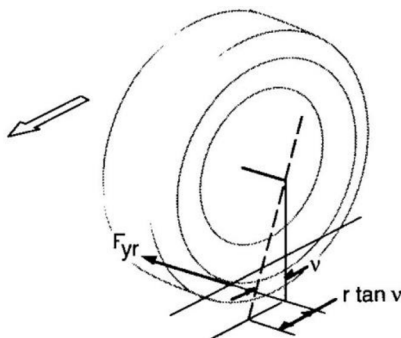
3.4.3 GEOMETRICKÉ PARAMETRY KOL ZADNÍ NÁPRAVY – MOMENTY OKOLO REJDOVÉ OSY

Působíště silových účinků od vozovky se nachází pod pneumatikou ve středu kola. V tomto místě vytváří okolo rejdové osy momentové působení. Velikost vzniklého momentu je závislá právě na délce kolmého ramene k této ose. Na základě tohoto momentu u přední nápravy dostává řidič zpětnou vazbu ve volantu.

Při návrhu bylo nutné spolupracovat při volbě kinematických bodů zadní nápravy. Jelikož na rozdíl od nápravy přední není vzadu potřeba žádnou zpětnou vazbu pro řidiče, bylo žádoucí momentové působení okolo rejdové osy minimalizovat za účelem snížení síly v řízení. Snahou tedy bylo dosáhnout co nejmenšího závleku a poloměru rejdu.

Statická hodnota závleku pro nulové natočení zadních kol byla navržena jako nulová. Ze simulací vyplývá, že vlivem natočení kola dochází ke změně velikosti závleku. Proto je ve výpočtu uvažováno se dvěma hodnotami závleku, pro natočení kola do sbíhavosti nebo rozbíhavosti (Tab. 6). Hodnota poloměru rejdu zůstává v průběhu zatáčení přibližně konstantní.

MOMENT OD PŘÍČNÉ SÍLY



Obr. 31 Vznik momentu okolo rejdové osy od příčné síly [8]

Dle [8] moment od příčné síly vypočítáme (Obr. 31):

$$M_{v_lat} = F_y \cdot r \cdot \tan v \text{ [Nm]}, \quad (9)$$

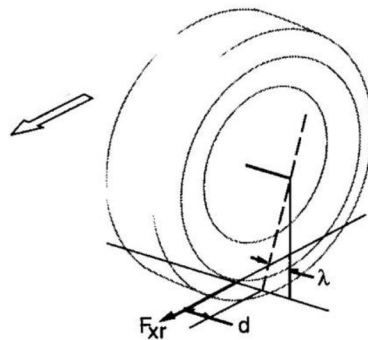
kde: F_y = příčná síla na pneumatice [N],
 r = poloměr kola [m],
 v = záklon rejdové osy [°].

Avšak v rovnici (9) není zohledněn sklon rejdové osy, tedy výraz $r \cdot \tan v$ (závlek) neurčuje přesně kolmé rameno. Velikost závleku je navíc již známa ze simulací, proto bude pro zpřesnění výpočtu použita hodnota při natočení kola. Dále při uvážení záklonu dostaneme upravenou rovnici ve tvaru:

$$M_{v_lat_u} = F_y \cdot n_{k_in/k_out} \cdot \cos v \text{ [Nm]}, \quad (10)$$

kde: n_{k_in/k_out} = závlek kola při natočení $+3^\circ/-3^\circ$ [m].

MOMENT OD PODÉLNÉ SÍLY



Obr. 32 Vznik momentu okolo rejdové osy od podélné síly [8]

Dle [8] moment od podélné síly vypočítáme (Obr. 32):

$$M_{v_long} = F_x \cdot d \text{ [Nm]}, \quad (11)$$

kde: F_x = podélná síla na pneumatice [N],
 d = poloměr rejdu kola [m].

Rovnice (11) opět nepopisuje momentové působení přesně, protože zanedbává příklon rejdové osy. Při uvážení kolmé rameno dostáváme rovnici ve tvaru:

$$M_{v_long_u} = F_x \cdot d \cdot \cos \lambda \text{ [Nm]}, \quad (12)$$

kde: λ = příklon rejdové osy [°].

MOMENT OD VRATNÉHO MOMENTU PNEUMATIKY

Jelikož vratný moment pneumatiky působí okolo svislé osy kola, je potřeba jej přepočítat na moment okolo rejdové osy. Dle [8] se přepočet pro jedno kolo provede pomocí:

$$M_{v_a} = M_a \cdot \cos \sqrt{\lambda^2 + \nu^2} \text{ [Nm]}, \quad (13)$$

kde: M_a = vratný moment pneumatiky [Nm].

MOMENT OD NORMÁLOVÉ SÍLY

Normálová síla působí ve vertikální ose kola. Protože rejdová osa je skloněná v podélném i příčném směru, je možné do těchto směrů sílu rozložit. Složky síly poté vytváří moment okolo rejdové osy. Velikost momentu je závislá na úhlu natočení kola, protože rameno působení se při zatáčení mění. [8]

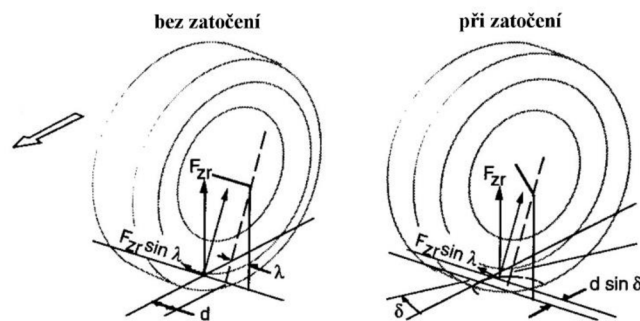
V příčném směru (Obr. 33) vlivem příklonu dostaneme [8]:

$$M_{v_n_{lat}} = -F_z \cdot d \cdot \sin \lambda \cdot \sin \delta_z \text{ [Nm]}, \quad (14)$$

kde: F_z = normálové zatížení kola [N],

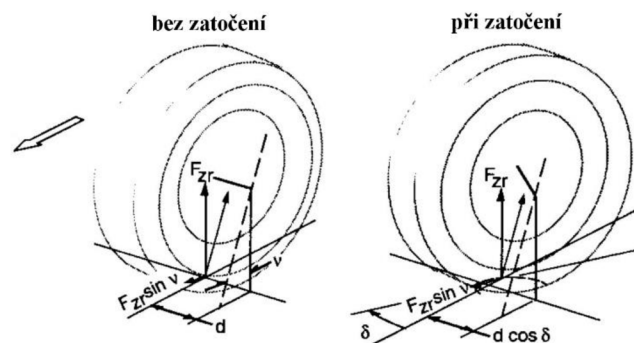
d = poloměr rejdu [m],

δ_z = natočení zadního kola (dosazení hodnot $\delta_{z_{in/z_{out}}}$) [°].



Obr. 33 Vznik momentu od normálové síly vlivem příklonu rejdové osy [8]

Vzniklý moment (14) se snaží kolo vyrovnat do přímého směru.



Obr. 34 Vznik momentu od normálové síly vlivem záklonu rejdové osy [8]

V podélném směru (Obr. 34) vlivem záklonu dostaneme [8]:

$$M_{v_n_{long}} = F_z \cdot d \cdot \sin \nu \cdot \cos \delta_z \text{ [Nm]}, \quad (15)$$

Moment (15) bude kolo tlačit do sbíhavosti.

3.4.4 POSTUP PŘI VÝPOČTU

Pro všech pět zátěžných stavů je postup výpočtu stejný. Výpočet postupuje dle následujícího pořadí:

1. Výpočet svislých zatížení pneumatik

Celkové zatížení působící na vozidlo se skládá z hmotnosti vozu s řidičem a aerodynamických přítlačných sil. Tyto síly se podle rozložení hmotnosti/přítlačku poté rozdělí na přední, zadní nápravu a následně mezi jednotlivá kola. Dle přetížení vozu se poté přidá vliv přesunu hmoty v podélném (5) a příčném (8) směru. Výsledné zatížení na pravé/levé zadní kolo je potom dáno vztahem:

$$F_{z_r/z_l} = 0,5 \cdot (1 - \rho_m) \cdot m \cdot g + 0,5 \cdot (1 - \rho_a) \cdot F_{za} \pm \Delta W_{lat_r} \pm \Delta W_{long} [N], \quad (16)$$

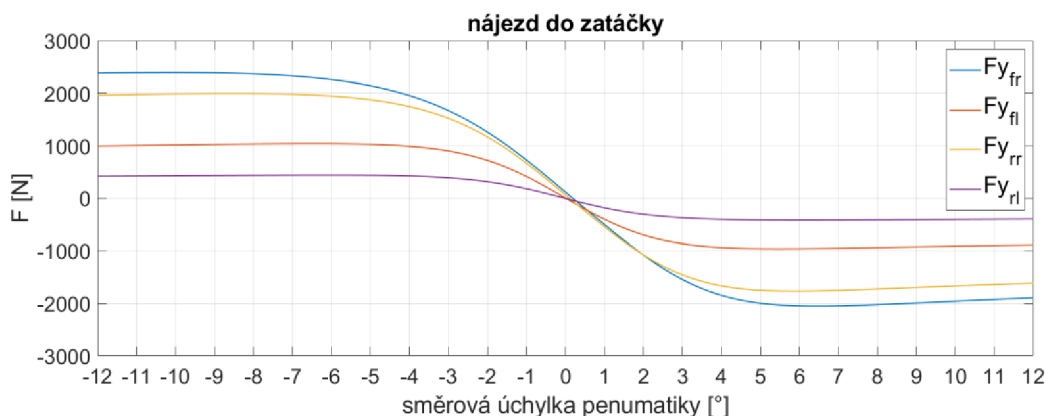
kde: ρ_m = rozložení hmotnosti na přední nápravu [–],

ρ_a = rozložení aerodynamické přítlačné síly na přední nápravu [–],

F_{za} = aerodynamická přítlačná síla v rychlosti 60 km/h [N].

2. Výpočet podélných sil, příčných sil a vratných momentů pneumatik

Pomocí svislých zatížení jsme už schopni z matematického modelu pneumatiky určit velikosti vygenerovaných silových účinků. Výpočet bude proveden pro vektor směrových úchylek od -12° do 12° a u podélné síly pro skluz -20% až 20% . Z těchto hodnot budeme znát průběhy zatížení (viz Obr. 35).



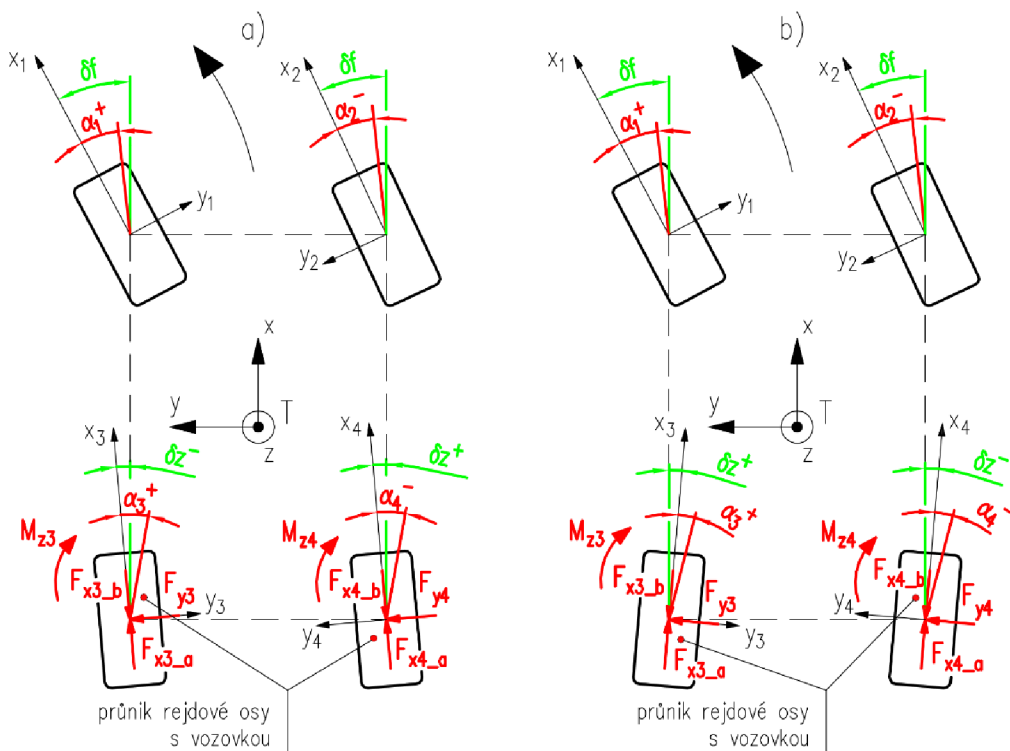
Obr. 35 Závislost příčné síly na směrovou úchylností jednotlivých pneumatik při nájezdu do zatáčky

3. Výpočet vratného momentu okolo rejdové osy

Když známe velikosti sil pod pneumatikou, můžeme pomocí geometrických parametrů zavěšení vypočítat momenty okolo rejdové osy (rovnice (10), (12), (13), (14), (15)). Na Obr. 36 je zobrazeno schéma pro jejich určení. Jsou zde zobrazeny všechny silové účinky, příčná síla F_y , podélná akcelerační F_{x_a} i brzdná F_{x_b} , a vratný moment pneumatiky M_z . Červené tečky označují bod průniku rejdové osy s vozovkou, tedy hodnoty závleku a poloměru rejdu. Můžeme vidět, že vnější pneumatiky pracují v záporné směrové úchylnosti a vnitřní v kladné. Každá pneumatika je definována svým souřadným systémem,

ve kterém pracuje její model. Pro přehlednost nejsou vyznačeny osy z , které jsou orientovány tak, aby byl souřadný systém pravoúhlý (pro vnější kolo směřuje osa z nahoru, pro vnitřní dolů do vozovky). Momentové účinky od jednotlivých složek poté sečteme dohromady (17). Problém je, že v podélném směru máme závislost momentu $M_{v_long_u}$ na skluzu pneumatiky oproti zbylým momentům, které jsou vztaženy k úhlu směrové úchylky pneumatiky. Proto je počítáno s maximální absolutní hodnotou $M_{v_long_u}$ (pro danou oblast výskytu skluzu), která je uvažována konstantní pro všechny směrové úchylky (maximální akcelerace/brzdění).

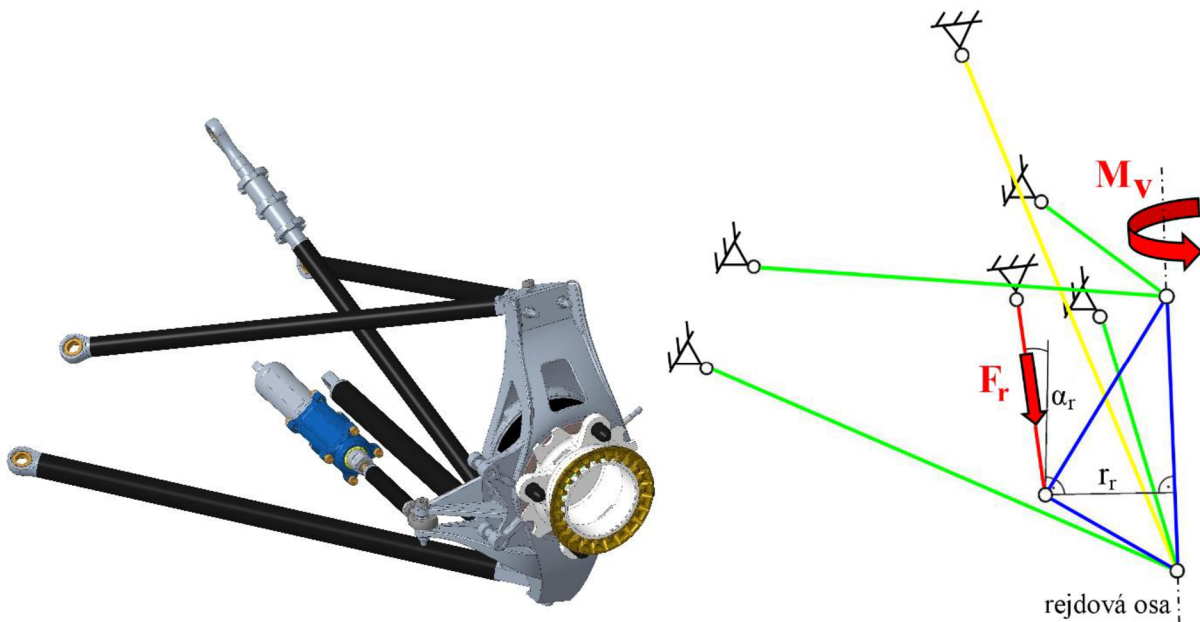
$$M_v = M_{v_lat_u} + M_{v_long_u} + M_{v_a} + M_{v_n_lat} + M_{v_n_long} \quad [Nm] \quad (17)$$



Obr. 36 Schéma výpočtu momentů okolo rejdové osy – a) souhlasné natočení, b) nesouhlasné

4. Přepočítání momentu na sílu v tyči řízení

Nyní je potřeba výsledný moment okolo rejdové osy přepočítat na sílu v tyči řízení (viz Obr. 37). Velikost síly je závislá na délce kolmé ramene k ose tyče řízení. Změřením sklonu osy tyče a užitím goniometrických funkcí jsme schopni určit přesnou hodnotu síly (18). Výsledkem je poté závislost velikosti síly na směrové úchylce pneumatiky (Obr. 38).



Obr. 37 Zavěšení zadního levého kola – schéma pro výpočet síly v tyči řízení

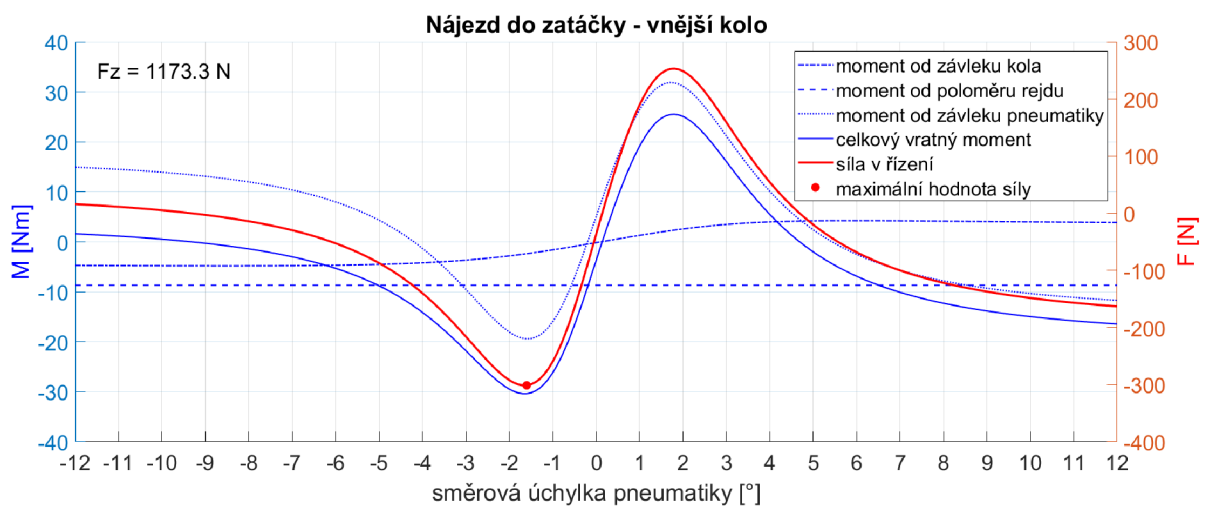
Naměřené hodnoty z modelu: $r_r = 101,356 \text{ mm}$, $\alpha_r = 5,631^\circ$.

Velikost síly v řízení je potom určena:

$$F_r = \frac{M_v}{r_r \cdot \cos \alpha_r} \text{ [N]}, \quad (18)$$

kde: r_r = kolmá vzdálenost (v rovině těhlice) od rejďové osy k bodu uchycení tyče řízení na těhlici [m],

α_r = úhel mezi normálou k rovině těhlice a osou tyče řízení [°].



Obr. 38 Průběh vratného momentu a síly v řízení vnějšího kola při nájezdu do zatáčky s nesouhlasným natočením zadních kol

3.4.5 VYHODNOCENÍ ZÁTĚŽNÝCH STAVŮ

Výsledné maximální síly v řízení při jednotlivých jízdních stavech jsou shrnuty v Tab. 7.

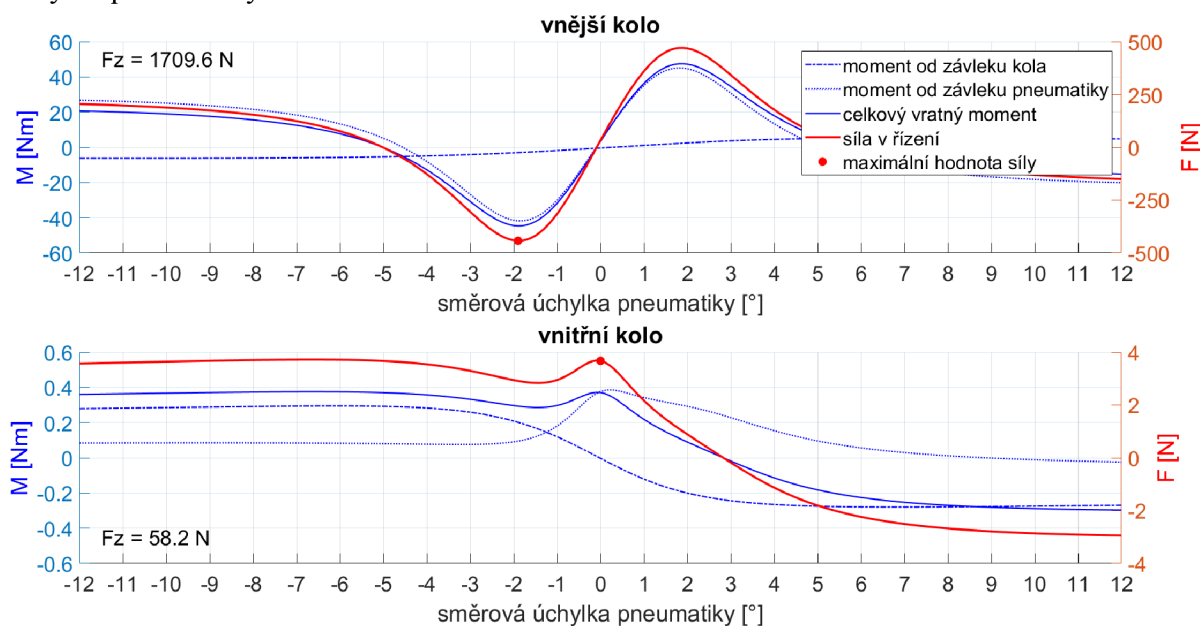
Tab. 7 Vyhodnocení sil v systému zadního řízení

Jízdní stav		Maximální síla v ose tyče řízení [N]	
		Pravé (vnější) kolo	Levé (vnitřní) kolo
brzdění		36	36
nájezd do zatáčky	souhlasně	256	-14
	nesouhlasně	301	33
průjezd zatáčkou	souhlasně	387	-5
	nesouhlasně	443	-4
výjezd ze zatáčky	souhlasně	-373	-215
	nesouhlasně	-264	-180
akcelerace		-83	-83

+ namáhání tahem, - tlakem

Podle očekávání je při průjezdu levotočivou zatáčkou pravé kolo více zatížené než levé. Hodnoty u vnitřního kola pro průjezd zatáčkou a nájezd je potřeba považovat pouze za orientační, jelikož se normálová síla pod pneumatikou v těchto stavech pohybuje ve velmi nízkých hodnotách, kde matematický model pneumatiky nefunguje přesně.

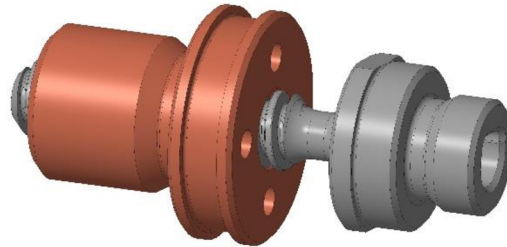
Nejhorším jízdním stavem se zdá být průjezd zatáčkou s přetížením 2,5g při nesouhlasném natočení kol. Maximální síla, která se v systému řízení může dle výpočtu vyskytnout, je 443 N. Na Obr. 39 jsou vykresleny průběhy zátěžných momentů a výsledná síla v závislosti na směrové úchylce pneumatiky.



Obr. 39 Průběh vratného momentu a síly v řízení při průjezdu zatáčkou s nesouhlasným natočením zadních kol – maximální síla v řízení

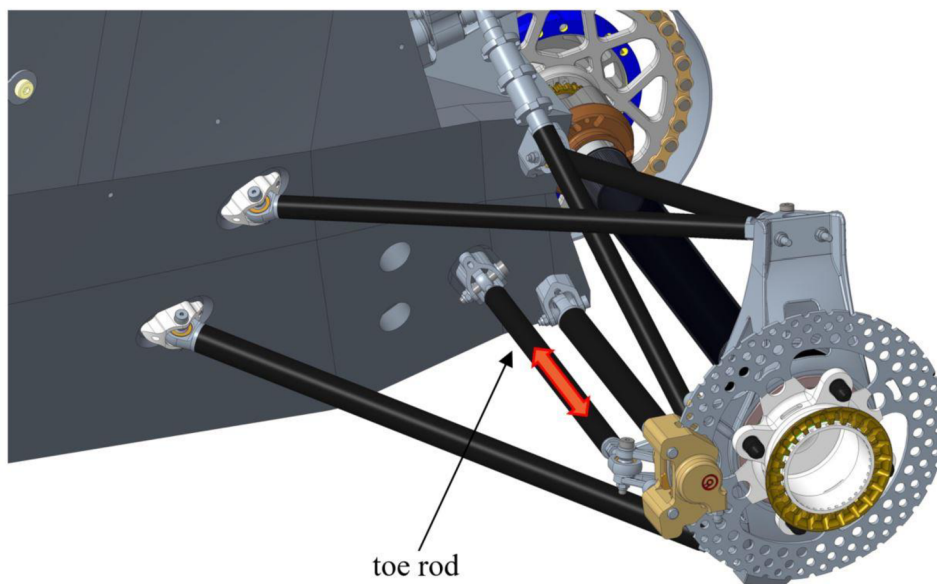
3.5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH AKTUÁTORU ŘÍZENÍ

V úvodních podkapitolách (3.1, 3.2, 3.3), jež byly věnovány volbě konceptu konstrukce, bylo zvoleno duální provedení s pohonem elektrickým motorem na tyči řízení. Pro funkci aktuátoru byl zvolen pohybový šroub a matice s trapézovým závitem (Obr. 40).



Obr. 40 Pohybový šroub s maticí

Cílem je tedy navrhnout zařízení, které umožní aktivně měnit délku toe rodu (Obr. 41). Při návrhu je kladen důraz na minimální hmotnost a rozměry konstrukce, jelikož se jedná o částečně neodpruženou komponentu.



Obr. 41 Pohled na zavěšení zadního levého kola Dragona X – umístění toe rodu

3.5.1 NÁVRH POHYBOVÉHO ŠROUBU

Na základě maximální síly, která dle výpočtu může v systému řízení nastat (viz. Tab. 7), je potřeba vhodně navrhnout pohybový šroub. Cílem je dosáhnout co nejmenšího ovládacího momentu (menší a lehčí motor). Podle [26] lze přes axiální sílu působící na lichoběžníkový pohybový šroub vypočítat ovládací moment:

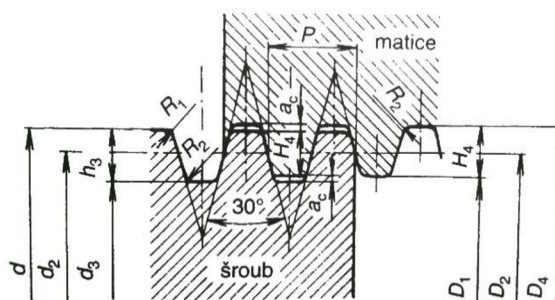
- pro případ pohybu proti axiální síle („zvedání břemene“ - Obr. 43 vlevo) [26]:

$$M_{zv} = \frac{F_r \cdot d_{s2}}{2} \cdot \left(\frac{P_h \cdot \cos \frac{\alpha}{2} + \pi \cdot f \cdot d_{s2}}{\pi \cdot d_{s2} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} - f \cdot P_h} \right) \quad [Nm], \quad (19)$$

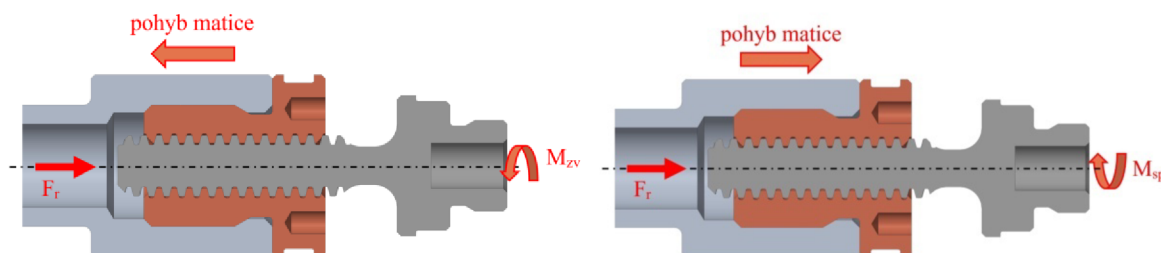
kde: F_r = síla v ose tyče řízení [N],
 d_{s2} = střední průměr pohybového šroubu [m],
 P_h = rozteč (stoupání) závitu [m],
 α = vrcholový úhel profilu závitu ($\alpha = 30^\circ$),
 f = koeficient tření mezi závitem šroubu a matice [-];

- pro případ pohybu ve směru axiální síly („spouštění břemene“ - Obr. 43 vpravo) [26]:

$$M_{sp} = \frac{F_r \cdot d_{s2}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot f \cdot d_{s2} - P_h \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{\pi \cdot d_{s2} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} + f \cdot P_h} \right) \quad [Nm]. \quad (20)$$



Obr. 42 Trapézový závit [32]



Obr. 43 Schéma zvedání břemene (vlevo) a spouštění břemene (vpravo)

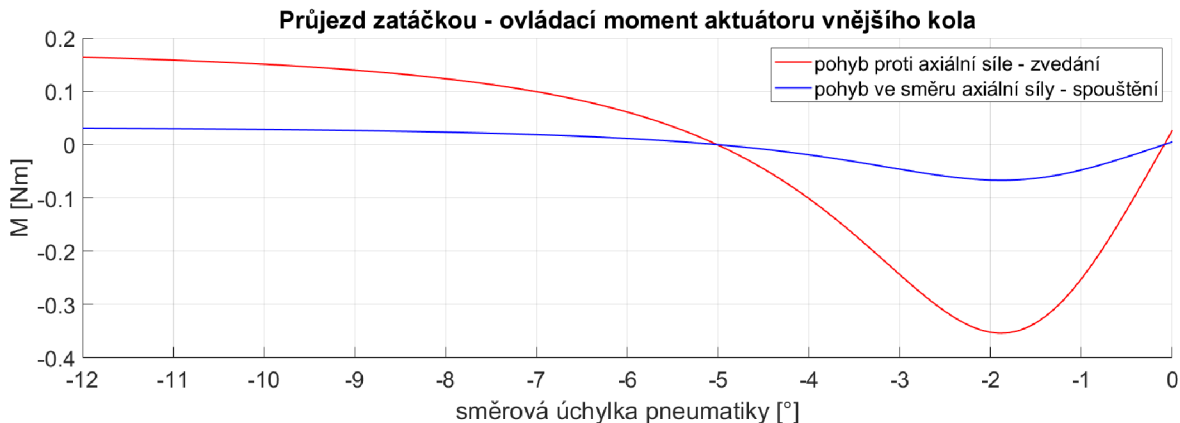
Vzhledem k důvodům, jež byly vysvětleny v kapitole 3.3, bylo rozhodnuto použít lichoběžníkový závit rovnoramenný s vrcholovým úhlem profilu 30° (Obr. 42). K dosažení minimálního ovládacího momentu je potřeba co nejmenší střední průměr šroubu d_{s2} a stoupání P_h . Pro střední průměr, který je přímo svázán se jmenovitým průměrem šroubu, musíme najít kompromis mezi velikostí a pevností šroubu. Podobně také pro velikost stoupání, kde je pro zajištění rychlého pohybu aktuátoru naopak potřeba velkého stoupání. Zároveň je samozřejmě nutnost vybírat z normalizovaných závitů, pro které jsou dostupné nástroje. V neposlední řadě musí být zachována samosvornost závitu, jež je určena podmínkou [26]:

$$f > \frac{P_h}{\pi \cdot d_{s2}} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}. \quad (21)$$

S přihlédnutím na veškeré požadavky výše byl zvolen závit Tr 8x2 ($d_{s2} = 7 \text{ mm}$, $P_h = 2 \text{ mm}$) [32]. Dále byla zvolena kombinace ocelového šroubu s bronzovou maticí, což určuje koeficient tření $f = 0,13$ [26]. Nyní po dosazení do (21) dostáváme:

$$0,13 > \frac{2}{\pi \cdot 7} \cdot \cos \frac{30}{2} = 0,08 \rightarrow \text{závit je samosvorný.} \quad (22)$$

Po dosazení hodnot z průběhu silového působení při průjezdu zatáčkou s přetížením 2,5g z Obr. 39 do rovnic (19) a (20) dostáváme závislost ovládacího momentu aktuátoru na směrové úchylce pneumatiky. Je počítáno pouze s vnějším (pravým) kolem, jelikož je více zatíženo (pneumatika pracuje v záporné směrové úchylce). Ovládací moment při zvedání vychází dle očekávání větší, jelikož je potřeba axiální sílu “přetlačit“. Kdežto při spouštění působí zatížení ve stejném směru jako ovládací síla, tedy nám v pohybu “pomáhá“.



Obr. 44 Průběh ovládacího momentu aktuátoru vnějšího kola při průjezdu zatáčkou s nesouhlasným natočením zadních kol

Maximální hodnoty ovládacích momentů jsou:

$$M_{zv_max} = 0,354 \text{ Nm}, \quad (23)$$

$$M_{sp_max} = 0,067 \text{ Nm}. \quad (24)$$

Účinnost pohybového šroubu [26]:

$$\eta = \frac{F_{r_max} \cdot P_h}{2 \cdot \pi \cdot M_{zv_max}} = \frac{443 \cdot 0,002}{2 \cdot \pi \cdot 0,354} = 0,398, \quad (25)$$

kde: F_{r_max} = maximální síla v systému řízení z výpočtu (viz Tab. 7) [N].

3.5.2 VOLBA ELEKTRICKÉHO MOTORU

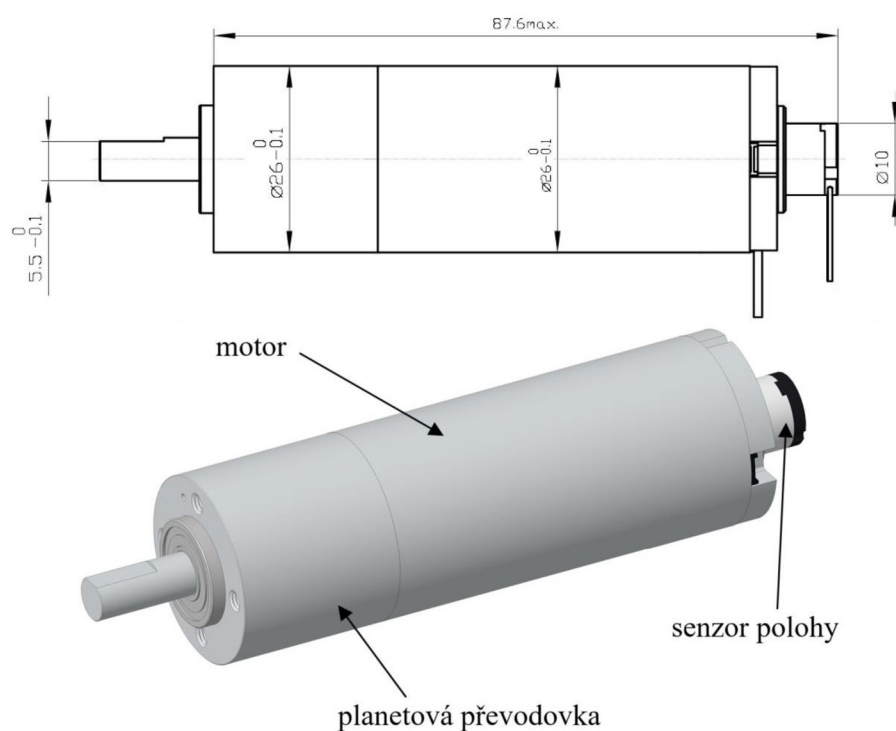
Když známe potřebný krouticí moment k ovládní aktuatoru, můžeme zvolit vhodný motor. Při volbě je důležité brát ohled na minimální hmotnost, rozměry a zároveň musí motor zajistit dostatečnou rychlost a přesnost pohybu. Základní požadavky a omezující parametry pro výběr jsou:

- minimální potřebný ovládací moment $M_{o_min} > M_{zv_max} = 0,354 \text{ Nm}$,
- dostupné napětí akumulátoru $U_a = 12 \text{ V}$,
- maximální doba pro natočení kola o 3° $t_{max} = 0,2 \text{ s}$.

Pro přesné polohování se v praxi často používají krokové motory. Vyznačují se poměrně velkým krouticím momentem, avšak při malých otáčkách. Hlavně z důvodu malých otáček bylo

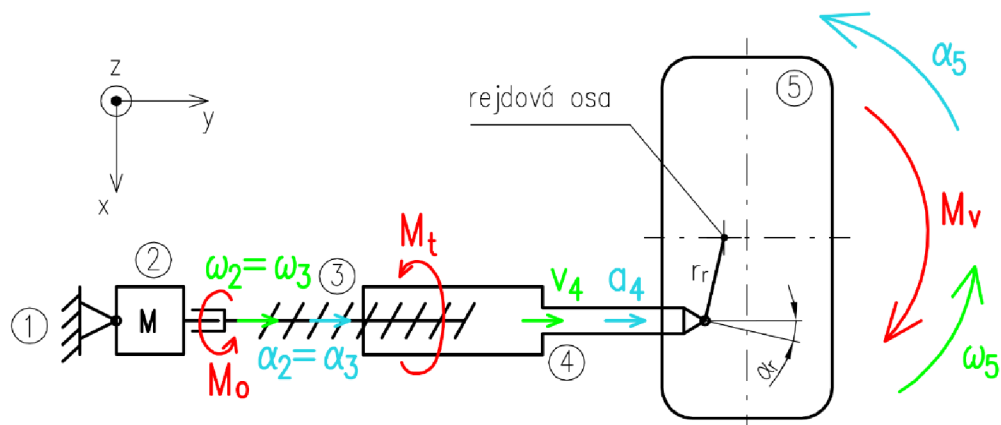
rozhodnuto se dále zabývat stejnosměrnými motory, které navíc nabízí jednoduché řízení, menší rozměry a hmotnost.

Na základě požadavků byl zvolen DC motor DCX26L GB KL 12V od společnosti Maxon Motor AG (Obr. 45). Motor byl osazen planetovou převodovkou s převodovým poměrem 5,3:1. Převodovku je nutné použít za účelem navýšení maximálního momentu motoru a zároveň pro zpřesnění polohování. Celá pohonná jednotka je navíc vybavena senzorem pro snímání polohy natočení rotoru motoru. Díky tomuto senzoru bude možné aktuátor přesně polohovat. Ve zbytku práce bude celková sestava pohonné jednotky (motor + převodovka) nazývána souhrnně jako motor.

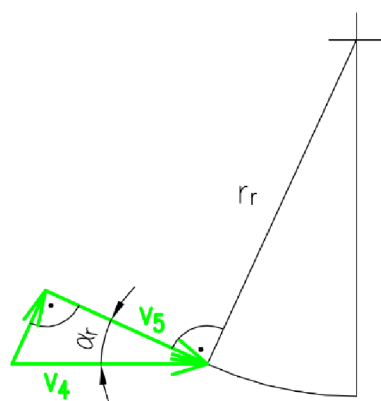


Obr. 45 Zvolená pohonná jednotka – DC motor s planetovou převodovkou [33]

Pro ověření, zda bude aktuátor schopen pracovat dostatečně rychle, je potřeba provést analýzu dynamiky pohybu celého mechanismu řízení. Níže můžeme vidět schéma výpočtu s kinematickým rozbořem rychlostí a zrychlení jednotlivých těles (Obr. 46 a Obr. 47). Vstupní hodnoty pro výpočet jsou shrnuty v Tab. 8. Tření v mechanismu je ve výpočtu zanedbáno. Pouze tření v matici pohybového šroubu je simulováno třecím momentem M_t , který působí proti směru pohybu. Velikost třecího momentu vychází z účinnosti pohybového šroubu (25) a zvoleného ovládacího momentu M_o .

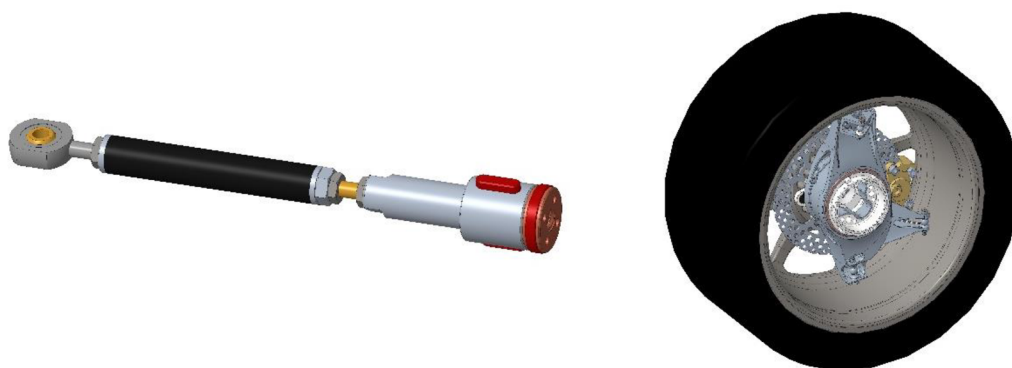


Obr. 46 Kinematický rozbor mechanismu řízení – výpočet dynamiky řízení (pohled shora)



Obr. 47 Rozklad rychlosti aktuátoru do tečného směru k rotaci kola okolo rejdové osy

Tělesa: 1 – základní těleso (karoserie auta), 2 – motor, 3 – pohybový šroub, 4 – posuvná část aktuátoru (viz Obr. 48 vlevo), 5 – sestava kola (ráfek, pneumatika, těhlice, náboj, brzdový třmen a kotouč - Obr. 48 vpravo). Zatížení: M_o – ovládací moment aktuátoru, M_t – třecí moment (odpor tření v matici), M_v – vratný moment kola.



Obr. 48 Vlevo posuvná část aktuátoru (těleso 4), vpravo sestava kola (těleso 5)

Tab. 8 Parametry mechanismu řízení – vstupní hodnoty pro výpočet

Název parametru	Označení	Jednotka	Hodnota
ovládací moment aktuátoru	M_o	Nm	0,5
třecí moment v matici	M_t	Nm	0,301
vratný moment pneumatiky	M_v	Nm	44,64
stoupání pohybového šroubu	P_h	m	0,002
rameno na těhlici	r_r	m	0,1014
úhel sklonu tyče řízení	α_r	°	5,631
moment setrvačnosti motoru s převodovkou	I_2	kg/m ²	$23,274 \cdot 10^{-7}$
moment setrvačnosti pohybového šroubu	I_3	kg/m ²	$6,5079 \cdot 10^{-7}$
hmotnost posuvné části aktuátoru	m_4	kg	0,119
moment setrvačnosti sestavy kola	I_5	kg/m ²	$1,8497 \cdot 10^{-1}$

Pro analýzu pohybu je zvolen výpočet metodou Lagrangeovy rovnice 2. druhu [34]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = \frac{\partial W}{\partial \dot{q}_i}, \quad (26)$$

kde: E_k = kinetická energie soustavy mechanismu řízení [J],
 E_p = potenciální energie soustavy mechanismu řízení [J],
 W = výkon soustavy mechanismu řízení [W],
 q = zobecněná souřadnice soustavy mechanismu řízení [W].

Určením kinetické energie a výkonu soustavy získáváme rovnice:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} \cdot I_3 \cdot \omega_3^2 + \frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot v_4^2 + \frac{1}{2} \cdot I_5 \cdot \omega_5^2, \quad (27)$$

$$W = M_o \cdot \omega_2 - M_t \cdot \omega_3 - M_v \cdot \omega_5. \quad (28)$$

kde: ω_2 = úhlová rychlost motoru [rad/s],
 ω_3 = úhlová rychlost pohybového šroubu [rad/s],
 ω_5 = úhlová rychlost natáčení kola [rad/s],
 v_4 = rychlost posuvu aktuátoru [m/s].

Za zobecněnou souřadnici je zvolena rotace výstupní hřídele motoru. Tedy $q = \varphi_2$, $\dot{q} = \omega_2$, $\ddot{q} = \alpha_2$. Vyjádřením jednotlivých kinematických veličin pomocí zobecněné souřadnice platí:

$$\omega_3 = \omega_2, \quad (29)$$

$$v_4 = n \cdot P_h = \frac{\omega_2}{2 \cdot \pi} \cdot P_h, \quad (30)$$

$$v_5 = v_4 \cdot \cos \alpha_r = \frac{\omega_2 \cdot P_h \cdot \cos \alpha_r}{2 \cdot \pi}, \quad (31)$$

$$\omega_5 = \frac{v_5}{r_r} = \frac{\omega_2 \cdot P_h \cdot \cos \alpha_r}{2 \cdot \pi \cdot r_r}. \quad (32)$$

Po dosazení (29) až (32) do rovnic (27) a (28):

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} \cdot I_3 \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot \left(\frac{\omega_2}{2 \cdot \pi} \cdot P_h \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot I_5 \cdot \left(\frac{\omega_2 \cdot P_h \cdot \cos \alpha_r}{2 \cdot \pi \cdot r_r} \right)^2, \quad (33)$$

$$W = M_o \cdot \omega_2 - M_t \cdot \omega_2 - M_v \cdot \frac{\omega_2 \cdot P_h \cdot \cos \alpha_r}{2 \cdot \pi \cdot r_r}. \quad (34)$$

Druhý a třetí člen v rovnici (26) jsou rovny nule. Pro zbylé členy derivací získáme:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}} \right) = \left(I_2 + I_3 + m_4 \cdot \frac{P_h^2}{4 \cdot \pi^2} + I_5 \cdot \frac{P_h^2 \cdot \cos^2 \alpha_r}{4 \cdot \pi^2 \cdot r_r^2} \right) \cdot \ddot{q}, \quad (35)$$

$$\frac{\partial W}{\partial \dot{q}} = M_o - M_t - M_v \cdot \frac{P_h \cdot \cos \alpha_r}{2 \cdot \pi \cdot r_r}. \quad (36)$$

Nakonec dosazením (35) a (36) do rovnice (26), vyjádřením obecné souřadnice \ddot{q} a dosazením hodnot z Tab. 8 dostáváme hodnotu úhlového zrychlení výstupní hřídele motoru α_2 a pohybového šroubu α_3 :

$$\alpha_2 = \alpha_3 = \ddot{q} = \frac{M_o - M_t - M_v \cdot \frac{P_h \cdot \cos \alpha_r}{2 \cdot \pi \cdot r_r}}{I_2 + I_3 + m_4 \cdot \frac{P_h^2}{4 \cdot \pi^2} + I_5 \cdot \frac{P_h^2 \cdot \cos^2 \alpha_r}{4 \cdot \pi^2 \cdot r_r^2}} = 1,24 \cdot 10^4 \text{ rad/s}^2. \quad (37)$$

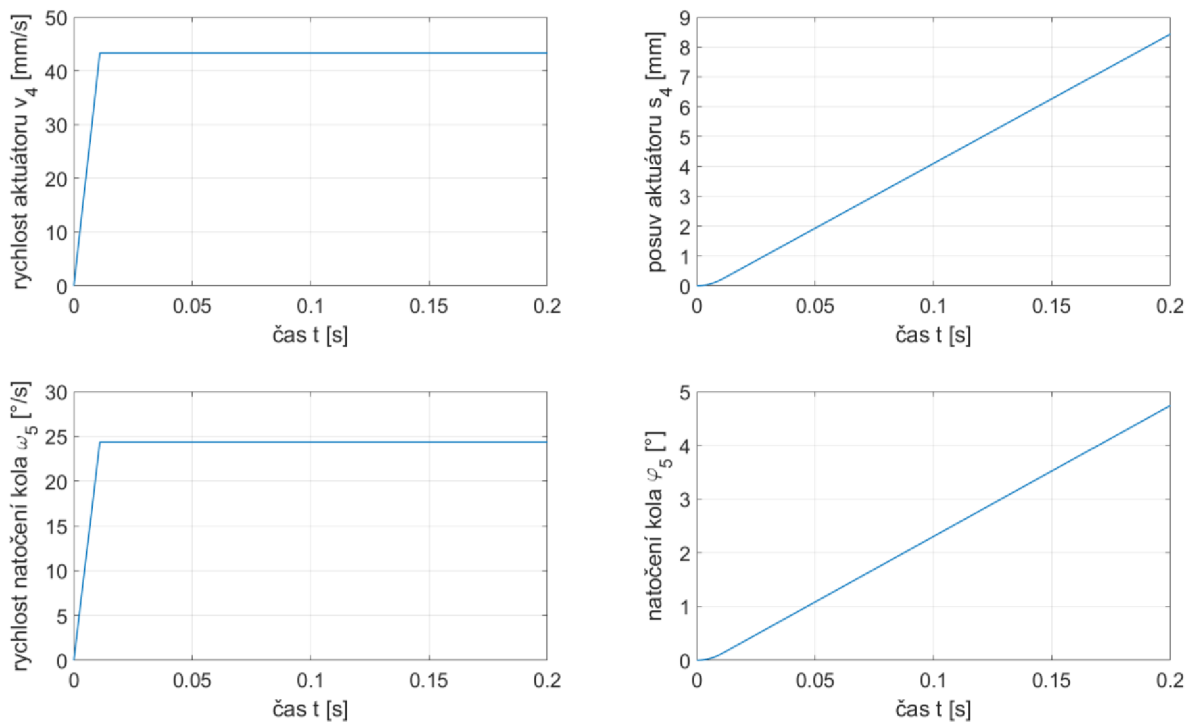
Když známe zrychlení rotace pohybového šroubu, můžeme vypočítat rychlost jeho rotace. Budeme uvažovat, že aktuátor pracuje s konstantním zrychlením (pohyb rovnoměrně zrychlený). Rychlost rotace šroubu je omezena maximálními otáčkami $n_{max} = 1300 \text{ min}^{-1}$ pro daný moment M_o , které vyplývají z charakteristiky motoru [33].

$$\omega_2 = \alpha_2 \cdot t. \quad (38)$$

$$\omega_{2,max} = 2 \cdot \pi \cdot n_{max} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1300}{60} = 136,14 \frac{\text{rad}}{\text{s}}, \quad (39)$$

kde: $\omega_{2,max}$ = maximální úhlová rychlost motoru [rad/s].

Z výše uvedeného můžeme určit průběh úhlové rychlosti ω_2 v čase. Rychlost posuvu aktuátoru v_4 a rychlost natočení kola ω_5 poté vypočítáme pomocí rovnic (30) a (32). Nakonec integrací rychlostí získáme průběhy posuvu a natočení v čase (viz Obr. 49).



Obr. 49 Průběhy pohybu aktuátoru a kola v čase

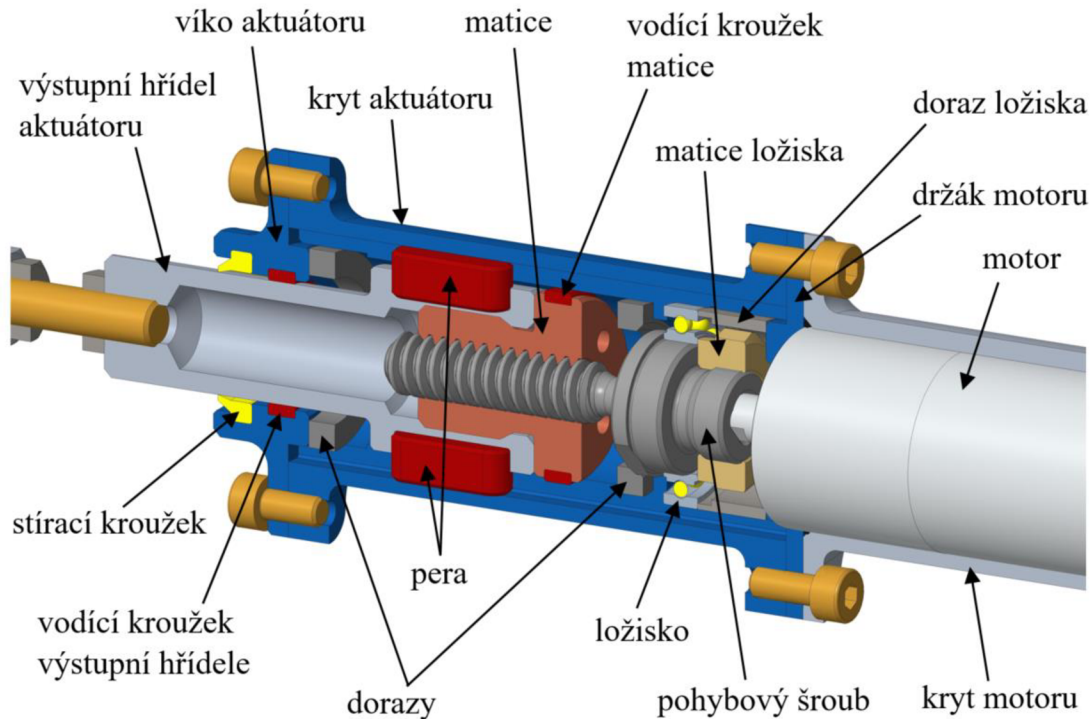
Výsledkem je, že aktuátor je za daných podmínek schopen natočit kolo o 3° za **0,129 s**, tedy podmínka je splněna. Za těchto podmínek je zajištěna bezpečnost ovládacího momentu vůči maximální síle v systému řízení $k_{M_o} = 1,41$. Maximální možný moment mají DC motory teoreticky při nulových otáčkách. Zvolený motor má maximální moment při zablokování (tzv. „stall torque“) 2,54 Nm [33]. Avšak v této pracovní oblasti motor odebírá příliš velký proud, a proto zde nesmí pracovat. Je nutné elektronicky tomuto stavu zabránit, aby nedošlo k poškození zařízení.

Po vyjádření axiální síly F_r ze vzorce (19) a dosažením hodnoty ovládacího momentu motoru $M_o = 0,5 \text{ Nm}$ můžeme zjistit ovládací sílu (zatížení) v ose aktuátoru:

$$F_{o,0,5} = 625,67 \text{ N.} \quad (40)$$

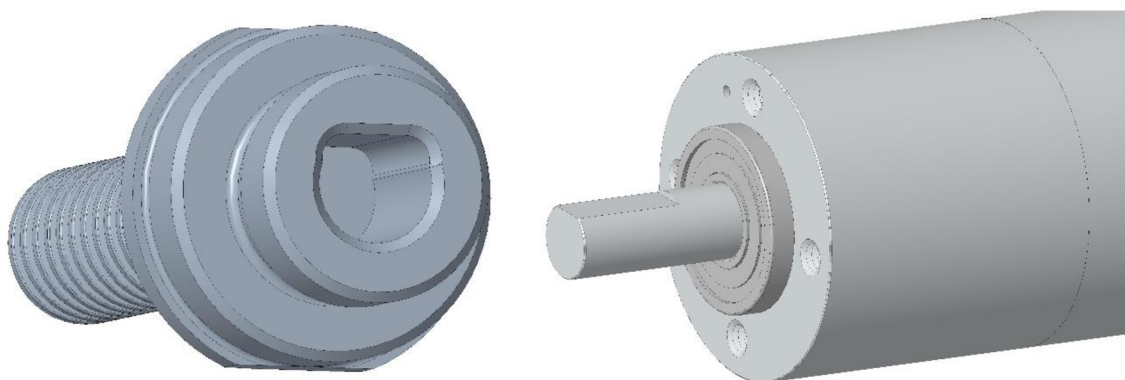
3.5.3 PŘEVOD ROTAČNÍHO POHYBU NA POSUVNÝ

Po návrhu nejdůležitějších komponent se nyní dostáváme k samotné konstrukci aktuátoru. Na Obr. 50 můžeme vidět řez navrženým mechanismem s popisem jednotlivých komponent.



Obr. 50 Řez aktuátorem – popis jednotlivých součástí

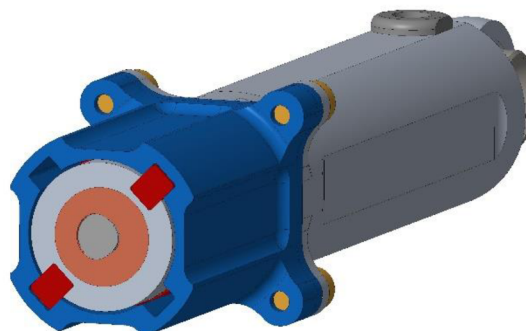
Pro zachování co nejmenších rozměrů je spojení s motorem řešeno nasunutím pohybového šroubu přímo na výstupní hřídel motoru (Obr. 51). Přenos krouticího momentu je zprostředkován ploškou na hřídeli a tvarovou dutinou ve šroubu. Tvar je optimalizován tak, aby bylo možné dutinu frézovat frézou o průměru 2 mm. Motor je přišroubován čtyřmi šrouby k držáku motoru, který je poté připojen k vnějšímu obalu aktuátoru. Celý motor je uzavřen pomocí hliníkového krytu, který chrání elektroniku před vnějšími vlivy, a zároveň slouží k odvodu tepla.



Obr. 51 Řešení spoje hřídele motoru s pohybovým šroubem

Aby matice mohla převést rotační pohyb šroubu na posuvný přímočarý, je potřeba nějakým způsobem zamezit její rotaci. Pro tento účel bylo zvoleno použití dvou per, která se posouvají

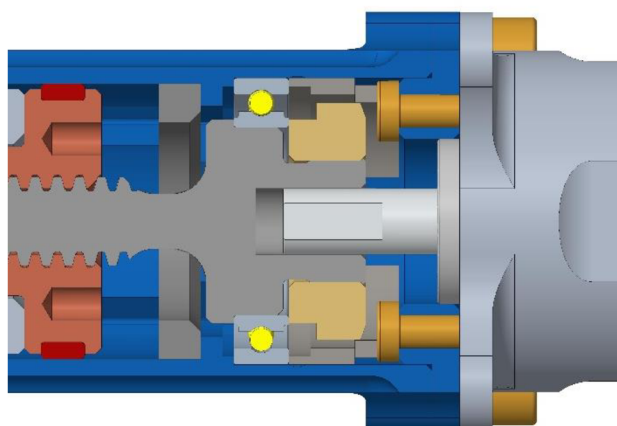
v drážkách krytu aktuátoru (Obr. 52). Ke snížení nejen hmotnosti, ale především také k redukci tření, byl jako materiál pro pera vybrán teflon. Pera jsou nalisována v drážkách výstupní hřídele aktuátoru, do které je bronzová matice našroubovaná. Pro utažení spoje je matice vybavena čtyřmi dírami, a na výstupní hřídeli jsou dvě plošky pro nasazení klíče.



Obr. 52 Pera v drážkách krytu aktuátoru

Ke správnému vedení posuvného pohybu jsou použity dva plastové vodící kroužky, jeden na pohybové matici a druhý ve víku aktuátoru. Jedná se o normalizované díly, jež jsou využívány běžně např. u hydraulických či pneumatických válců.

Důležité je zajistit, aby se axiální zatížení v ose pohybového šroubu nepřenašelo na hřídel motoru, jelikož ložisko zde má únosnost jen 80 N [33]. Pro tento účel bylo na pohybový šroub umístěno radiální kuličkové ložisko, které celou axiální sílu zachytává a přenáší do vnějšího obalu aktuátoru (Obr. 53). Ložisko je na pohybovém šroubu pojištěno hliníkovou maticí. Podobně jako u výstupní hřídele aktuátoru, tak i na šroubu, jsou umístěny dvě plošky pro dotáhnutí matice.



Obr. 53 Uložení ložiska aktuátoru

Z katalogu SKF bylo zvoleno ložisko W 61803-2RS1 (statická únosnost $C_0 = 1,27 \text{ kN}$, dynamická únosnost $C = 1,78 \text{ kN}$) o hmotnosti 8 g [35].

Statická bezpečnost ložiska:

$$k = \frac{C_0}{F_{o,0,5}} = \frac{1,27}{0,63} = 2,02. \quad (41)$$

Základní trvanlivost ložiska [26]:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{max}} \cdot \left(\frac{C}{F_{o,0,5}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 1300} \cdot \left(\frac{1,78}{0,63} \right)^3 = 289,16 \text{ h.} \quad (42)$$

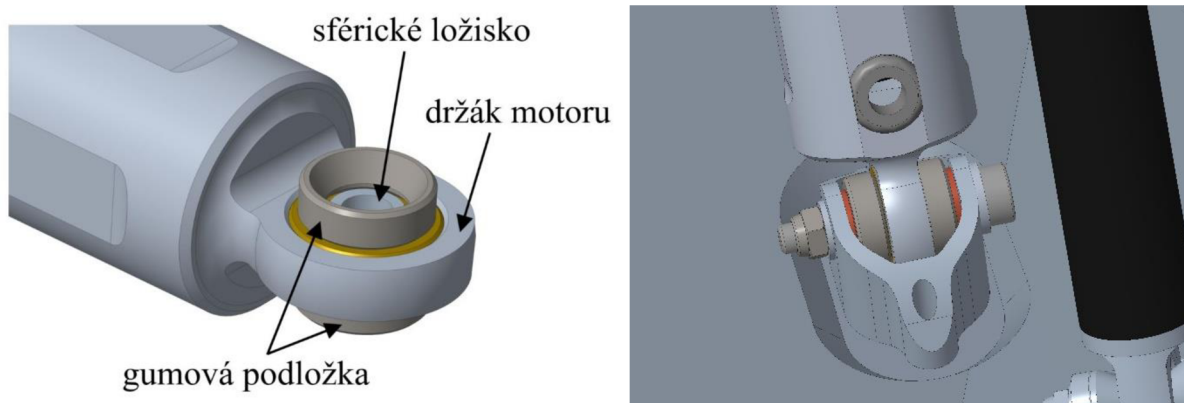
Pro danou aplikaci je dosažená trvanlivost až příliš velká, avšak pro rozměry dané zástavbou již nelze zvolit menší ložisko.

Dále musí být dle pravidel FS maximální povolený rozsah natočení 6° omezen mechanickými dorazy. Jako dorazy slouží dvě plastové podložky uvnitř aktuátoru. Užití těchto podložek umožňuje snadnou změnu rozsahu aktuátoru. Zároveň v případě použití systému v dalších sezónách stačí při změně kinematických bodů vyrobít pouze dorazy s jinou tloušťkou.

K zabránění vnikání vody a nečistot dovnitř mechanismu je potřeba celý aktuátor řádně těsnit. Těsnění výstupní posuvné hřídele je vyřešeno pomocí pryžového stíracího kroužku. Podobné spojení u krytu motoru vložím o-kroužku. Utěsnění spojů u krytu aktuátoru je řešeno těsnícím tmelem. Nakonec vyústění kabeláže z krytu motoru je obemknuto pryžovou průchodkou.

3.5.4 UCHYCENÍ NA VOZIDLE

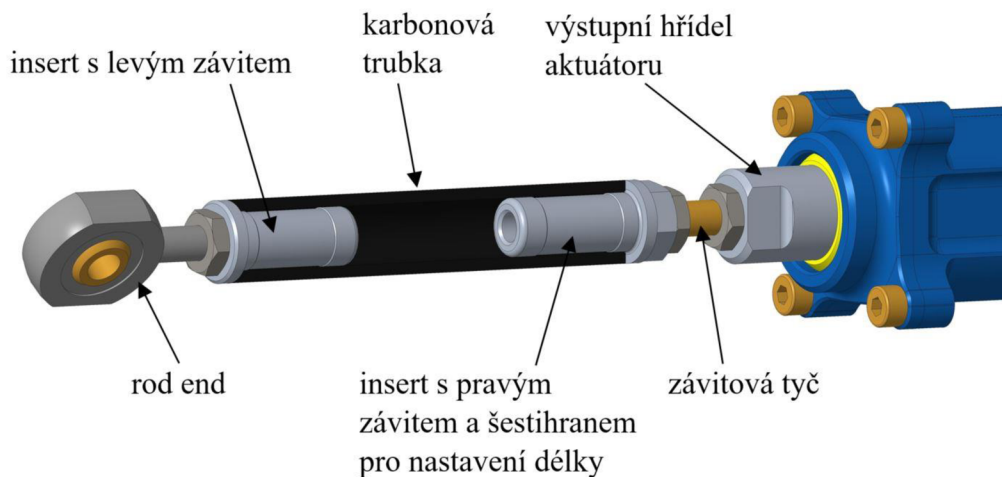
Protože aktuátor řízení, stejně jako klasický toe rod či ostatní prvky zavěšení, se v provozu vozidla neustále pohybuje (při propružení či zatočení kola), je na obou koncích uchycen ve sférických ložiscích. Pro zachycení reakce od krouticího momentu motoru bylo ložisko na straně u držáku na karoserii opatřeno gumovými podložkami (Obr. 54). Toto řešení stále umožňuje natočení kola, avšak zamezí rotaci aktuátoru okolo své vlastní osy.



Obr. 54 Gumové podložky pro zachycení reakce krouticího momentu motoru

Dále musí být na tyči řízení umožněno provádět změnu sbíhavosti pro nastavení podvozku. U dosavadního řešení toe rodu je tak prováděno šroubováním karbonové trubky s inserty, kde na jednom konci je pravý závit a na druhém levý. Rotací trubky můžeme měnit celkovou délku toe rodu. Nastavovat délku řídicí tyče podobným způsobem rotací celým aktuátorem by bylo velmi nepraktické z důvodu připojené kabeláže k motoru. Proto bylo rozhodnuto použít přídatnou šroubovací trubku mezi výstupní hřídel aktuátoru a přípojný bod na těhlici. Jedná se o provedení na stejném principu jako u toe rodu, karbonová trubka s vlepenými hliníkovými inserty (Obr. 55). Podobně lepenými spoji jsou řešeny i ostatní prvky zavěšení. Ve výstupním hřídeli aktuátoru je umístěna závitová tyč. V tomto případě by bylo vhodné použít závrtný

šroub. Avšak pravidla FS příkazují všechny spojovací prvky podvozku jistit mechanickým způsobem proti povolení. Proto byla zvolena závitová tyč s kontra maticí. Kontra maticemi je zajištěna také poloha přídavné karbonové tyče. Zároveň bylo přihlédnuto na možnost využití systému řízení v dalších sezónách, kdy se mohou kinematické parametry zavěšení měnit, a tím pádem dojde také ke změně celkové délky řídicí tyče. V takovém případě stačí vyrobit jen novou karbonovou tyč.



Obr. 55 Přídavná trubka pro nastavení délky řídicí tyče (sbíhavosti)

3.6 PEVNOSTNÍ ANALÝZA ČÁSTÍ AKTUÁTORU

Navržené součásti je potřeba dále ověřit, zda při provozu nedojde k poškození. Součásti budou kontrolovány k meznímu stavu pružnosti pomocí MKP v softwaru Ansys Workbench. V určitých případech budou dále provedeny doplňující analytické výpočty, např. pro ověření otláčení či bezpečnosti k meznímu stavu únavy v případě pohybového šroubu. Zatížením pro výpočet bude ovládací moment motoru $M_o = 0,5 \text{ Nm}$ a tomu odpovídající ovládací síla $F_{o,0,5} = 625,67 \text{ N}$.

Při návrhu bylo cílem dosáhnout co nejmenší hmotnosti při zachování dostatečné tuhosti systému. Avšak vzhledem k poměrně malému zatížení mechanismu se ukázalo, že většina součástí je zatížena jen velmi málo. Proto bylo ve většině případů omezením k další optimalizaci již velmi tenká stěna materiálu. S ohledem na zachování rozumné výrobitelnosti a celkové tuhosti systému i pro zatížení mimo vyšetřované stavy v simulaci (například při manipulaci u servisu vozidla) bylo rozhodnuto součásti dále neodlehčovat.

V pevnostních simulacích je uvažováno také s předpětím šroubových spojů. Síla předpětí je určena ze vzorce (43), po volbě hodnoty utahovacího momentu [26]:

$$F_i = \frac{M_{ut}}{K \cdot d_s}, \quad (43)$$

kde: F_i = síla předpětí šroubu [N],

M_{ut} = utahovací moment [Nm],

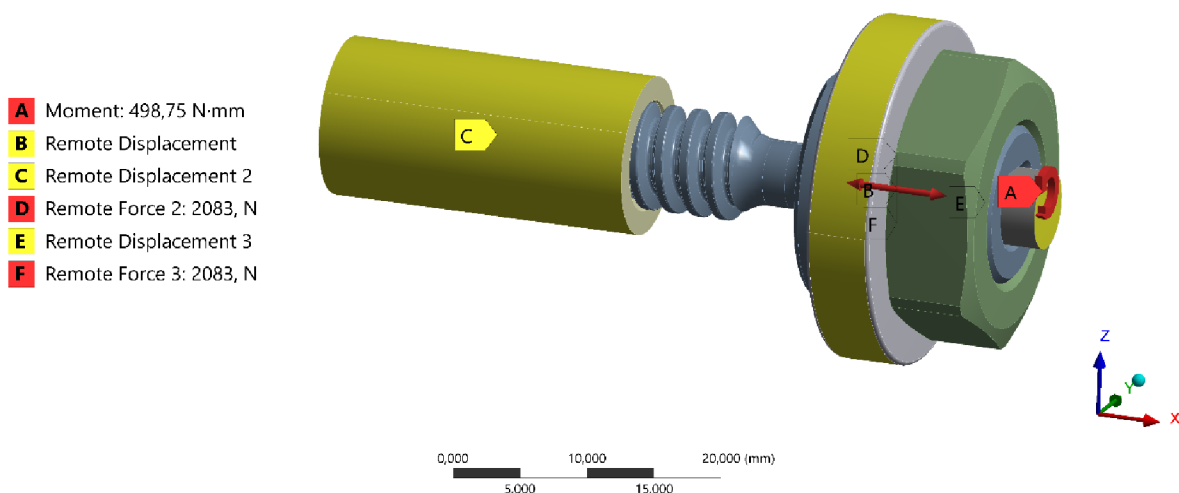
K = součinitel utahovacího momentu ($K = 0,2$),

d_s = průměr šroubu [m].

Analýza napětí v součástech je rozdělena na několik samostatných úloh pro zjednodušení a urychlení výpočtu. V analyzovaných sestavách jsou mimo geometrie vyšetřovaného dílu přítomny také ostatní přilehlé součásti, které slouží ke stanovení okrajových podmínek a zpřesnění výpočtu. Geometrie těchto přilehlých součástí je ve většině případů zjednodušena k urychlení výpočtu.

3.6.1 PEVNOSTNÍ ANALÝZA POHYBOVÉHO ŠROUBU

Pohybový šroub je kritickou komponentou celé sestavy aktuátoru, jelikož se jedná o nejvíce zatíženou součást. V provozu je šroub namáhán tahem nebo tlakem a současně i krutem. Zatížením pro výpočet bude ovládací moment motoru $M_o = 0,5 \text{ Nm}$. Jako materiál šroubu byla zvolena ocel 25CrMo4 (v zušlechtném stavu dosahuje smluvní meze kluzu $R_{p0,2} = 600 \text{ MPa}$, meze pevnosti $R_m = 800 \text{ MPa}$) [36].



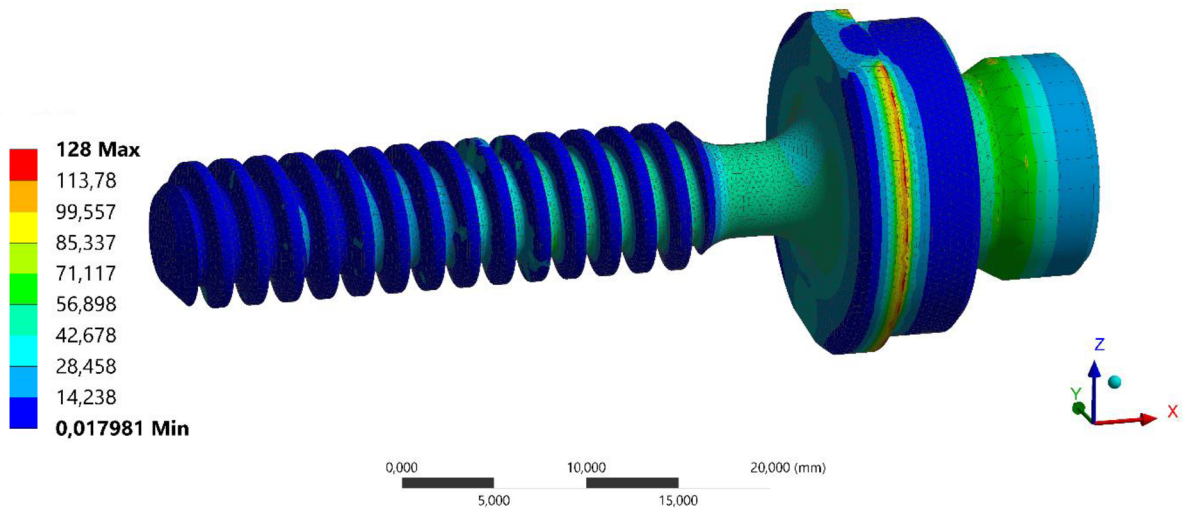
Obr. 56 Sestava pohybového šroubu s okrajovými podmínkami

Po utažení matice pro zajištění ložiska vznikne v oblasti pod ložiskem normálové napětí. Pro daný spoj byl zvolen utahovací moment 5 Nm, který zajistí předpětí 2 083 N. Předpětí je simulováno dvojicí sil, které šroub pod ložiskem namáhají tahem (jedna síla na ploše osazení pro ložisko a druhá na matici v opačném směru).

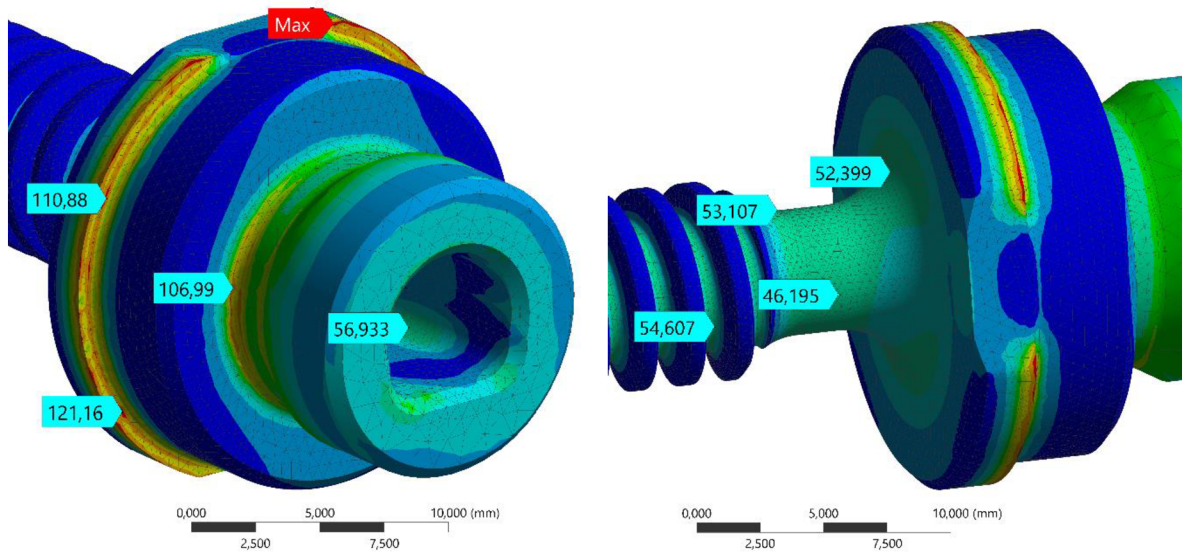
Geometrie pohybové matice byla pro urychlení výpočtu zjednodušena, stejně jako ložisko a hřídel motoru (Obr. 56). Vnější plášť matice je upevněn pomocí vazby „remote displacement“ a má 0 stupňů volnosti. Podobně čelo hřídele motoru a vnější válcová plocha ložiska, kde jsou povoleny pouze rotace okolo osy šroubu. Matice pro zajištění ložiska je se šroubem pevně spojena kontaktem „bonded“. Kontakt mezi trapézovým závitem šroubu a matice je realizován pomocí kontaktu „frictional“ s koeficientem tření 0,13, stejně jako ve výpočtu v kapitole 3.5.1. Mezi hřídelí motoru a dutinou šroubu je použit kontakt „frictional“.

Dle metody HMM je maximální redukované napětí šroubu **128 MPa** (Obr. 57 a Obr. 58). Z této hodnoty vyplývá bezpečnost k meznímu stavu pružnosti $k = 4,69$. Maximální deformace šroubu vyjádřena úhlem zkroucení se rovná **0,66°** (Obr. 59). Reakční síla ve vazbě pohybové matice dosahuje hodnoty **590,89 N**. Tato hodnota se od vypočítaného výsledku ze vzorce (40)

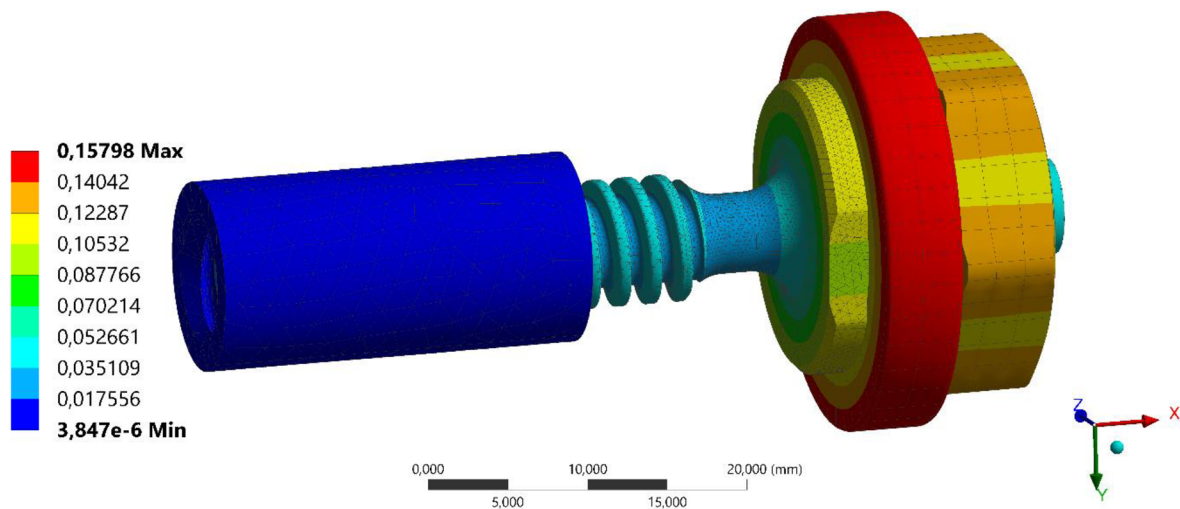
$F_{o,0,5} = 625,67 \text{ N}$ liší o **5,6 %**. Z tak malého rozdílu lze usoudit, že jsou okrajové podmínky nastaveny správně.



Obr. 57 Zobrazení napětí [MPa] pohybového šroubu



Obr. 58 Detail napětí [MPa] pohybového šroubu



Obr. 59 Deformace [mm] analyzované sestavy pohybového šroubu

Šroub bude v provozu namáhán cyklicky. Proto je potřeba provést kontrolu také k meznímu stavu únavové pevnosti. Vzhledem ke složité geometrii v oblasti závitu bude výpočet proveden pouze v místě výběhu lichoběžníkového závitu, kde průměr přechází v osazení pro ložisko. Výpočet vychází z postupu a vzorců uvedených v [26]. Nominální hodnoty napětí od tlaku a krutu v tomto místě nabývají hodnot:

$$\sigma_{nom} = \frac{F_{o,0,5}}{S} = \frac{4 \cdot F_{o,0,5}}{\pi \cdot d_{s,min}^2} = \frac{4 \cdot 625,67}{\pi \cdot 5^2} = 31,87 \text{ MPa}, \quad (44)$$

$$\tau_{nom} = \frac{16 \cdot M_o}{\pi \cdot d_{s,min}^3} = \frac{16 \cdot 500}{\pi \cdot 5^3} = 20,37 \text{ MPa}, \quad (45)$$

kde: $d_{s,min}$ = průměr šroubu v místě výběhu trapézového závitu (minimální průměr šroubu).

Z [37] můžeme určit hodnoty součinitelů koncentrace napětí, pro tah/tlak $\alpha_\sigma = 1,32$ a krut $\alpha_\tau = 1,1$. Dosazením do vzorce pro výpočet součinitele vrubové citlivosti získáme $\beta_\sigma = 1,25$ a $\beta_\tau = 1,08$. Nyní můžeme určit velikost redukovaného napětí podle podmínky HMM. Jelikož se jedná o souměrné cykly s proporcionálním zatěžováním, jde o hodnotu amplitudy napětí (střední hodnota napětí $\sigma_{m,red} = 0$).

$$\sigma_{a,red} = \sqrt{(\beta_\sigma \cdot \sigma_{nom})^2 + 3 \cdot (\beta_\tau \cdot \tau_{nom})^2} = 55,13 \text{ MPa} \quad (46)$$

Hodnotu meze únavy materiálu lze přibližně určit ze vztahu:

$$\sigma_c = 0,504 \cdot R_m = 403 \text{ MPa} \quad (47)$$

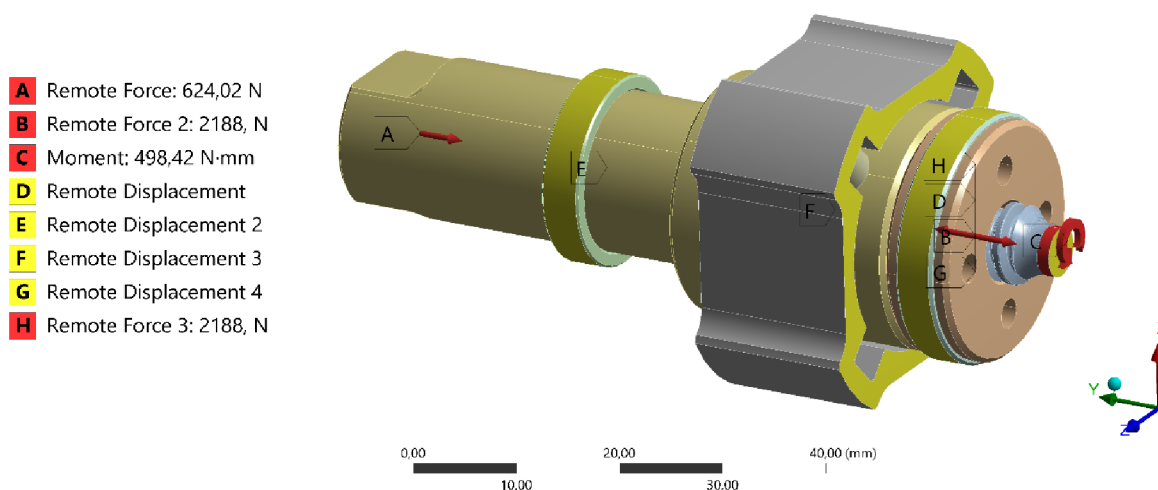
Po uvážení všech koeficientů a dosazením (47) do Marinovy rovnice nabývá korigovaná mez únavy $\sigma'_c = 206 \text{ MPa}$ (při spolehlivosti 99,9 %). Použitím Goodmanova kritéria dostáváme bezpečnost k meznímu stavu únavy (MSU):

$$k_{MSU} = \frac{1}{\frac{\sigma_{a,red}}{\sigma'_c} + \frac{\sigma_{m,red}}{R_m}} = \frac{1}{\frac{55,13}{174} + \frac{0}{675}} = 3,74. \quad (48)$$

Vzhledem k už tak malým rozměrům šroubu bylo rozhodnuto součást dále neodlehčovat. Navíc oblast trapézového závitu představuje větší koncentrátor napětí než v místě výběhu závitu. Lze tedy očekávat, že reálně bude bezpečnost k MSU celé součásti o něco menší.

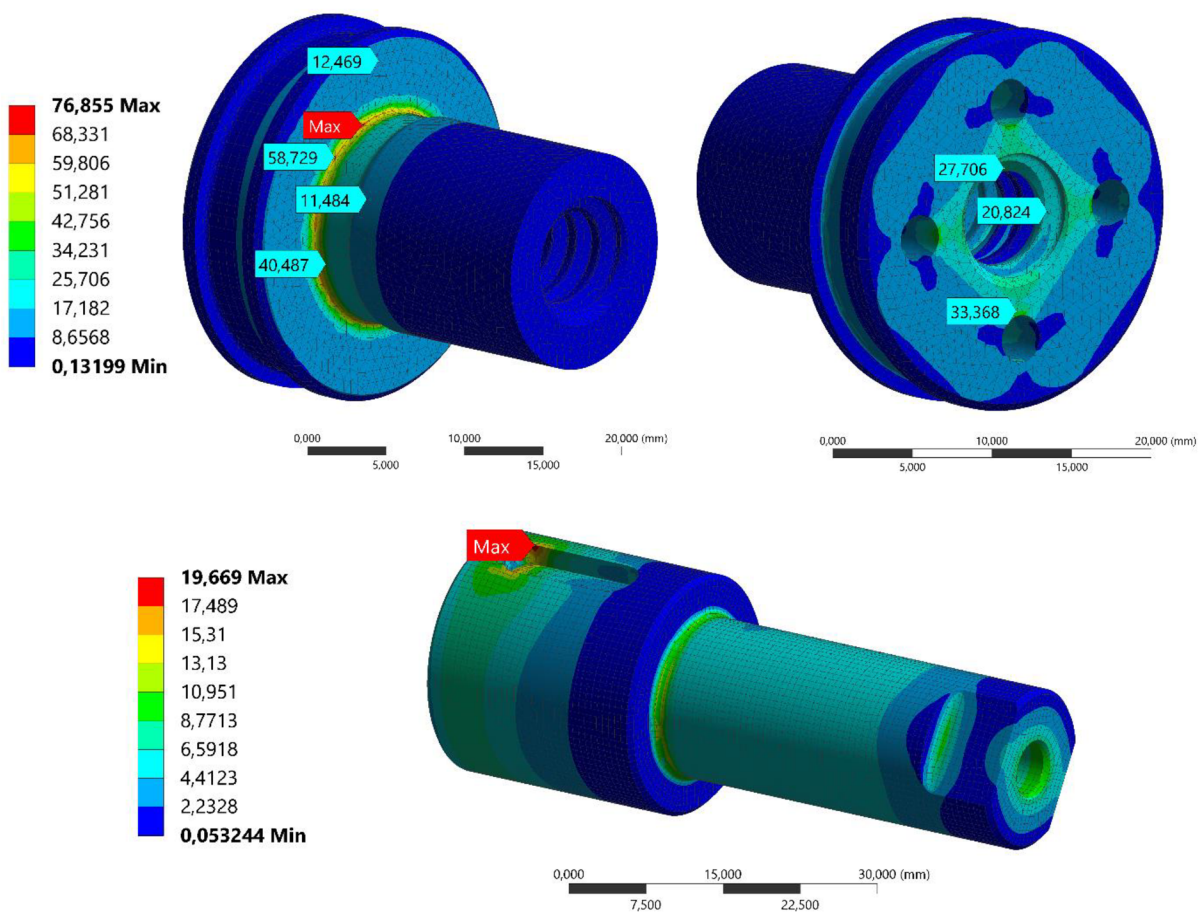
3.6.2 PEVNOSTNÍ ANALÝZA MATICE A VÝSTUPNÍ HŘÍDELE

Výpočtem bude ověřena bezpečnost k meznímu stavu pružnosti při zatížení silou $F_{o_{0,5}} = 625,67 \text{ N}$ v ose aktuátoru od ovládacího momentu $M_o = 0,5 \text{ Nm}$ při “zablokovaném“ kole. Zatížení silou $F_{o_{0,5}}$ je realizováno v ose hřídele aktuátoru ze strany od kola. Ovládací moment M_o působí skrz zjednodušený pohybový šroub. Pro utahení matice byl zvolen moment 7 Nm , což podle rovnice (43) způsobí předpětí 2188 N . Předpětí je simulováno opět dvojicí sil, které se snaží matici od hřídele “oddělit“. Náhrada krytu aktuátoru je pevně uchycena vazbou „remote displacement“ s nula stupni volnosti. Podobně je řešena vazba čela pohybového šroubu, kde je povolena pouze rotace okolo osy šroubu. Pohybový šroub, je se závitem matice pevně spojen kontaktem „bonded“.

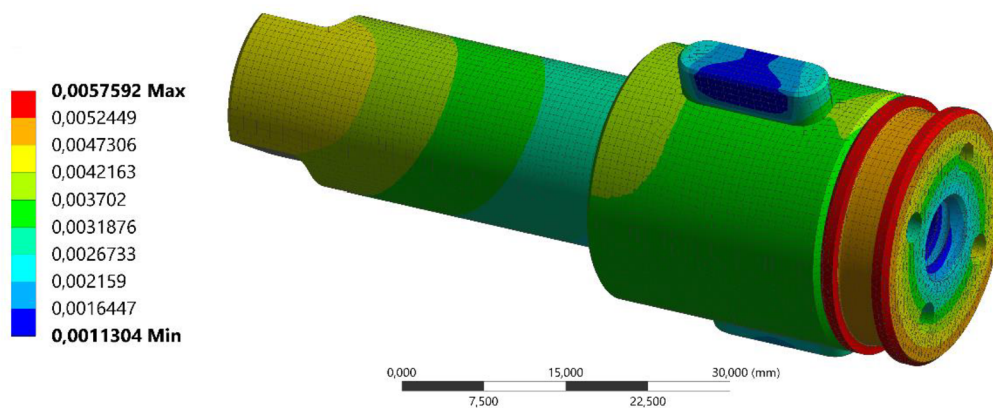


Obr. 60 Vyšetřovaná sestava výstupní hřídele s okrajovými podmínkami

Maximální napětí matice je **77 MPa** (viz Obr. 61). Pro zvolený materiál CuSn8, který dosahuje meze kluzu 300 MPa [38], byla zajištěna bezpečnost **3,9**. Vzhledem k únavě materiálu a zanedbání koncentrace napětí v závitu spojení s hřídelí je dimenzování prohlášeno za vyhovující. Zároveň kvůli malým rozměrům součásti by další odebrání materiálu bylo velmi obtížné.



Obr. 61 Detail napětí [MPa] pohybové matice a napětí [MPa] na výstupní hřídeli



Obr. 62 Celková deformace [mm] vyšetřované sestavy

Zatížení vyvolá ve výstupní hřídeli jen minimální napětí a deformaci (viz Obr. 61 a Obr. 62). S přihlédnutím na vyrobitelnost a celkovou tuhost hřídele bylo rozhodnuto hřídel více neodlehčovat, protože tloušťka stěny již dosahuje 2 až 1 mm v oblasti u závitů.

Kontrolu závitů matice na otláčení provedeme pomocí vzorce [26]:

$$p_m = \frac{F_{o,0,5}}{\pi \cdot d_{s2} \cdot n_z \cdot H_1} = \frac{625,67}{\pi \cdot 7 \cdot 11 \cdot 1,25} = 2,07 \text{ MPa}, \quad (49)$$

kde: p_m = tlak na plochu závitů [MPa],
 n_z = počet závitů matice v záběru,
 H_1 = nosná výška profilu závitů [mm].

V [26] je uvedeno maximální dovolené otláčení pro bronzovou matici při dané rychlosti pohybu $p_{m,D} = 11 \text{ MPa}$. Bezpečnost proti otláčení má hodnotu 5,31. Matici nebylo možné více zmenšit z důvodu požadované délky závitů pro zašroubování do výstupní hřídele.

Dále je potřeba zkontrolovat také otláčení teflonových per, která jsou namáhána silou od ovládacího momentu. Kontrola bude provedena pro zalisovanou část v drážce hřídele, protože zde lze očekávat větší tlak. Při uvažování dvojice per dostáváme [26]:

$$F_d = \frac{M_o}{2 \cdot \frac{d_d}{2}} = \frac{500}{21} = 23,81 \text{ N}; \quad (50)$$

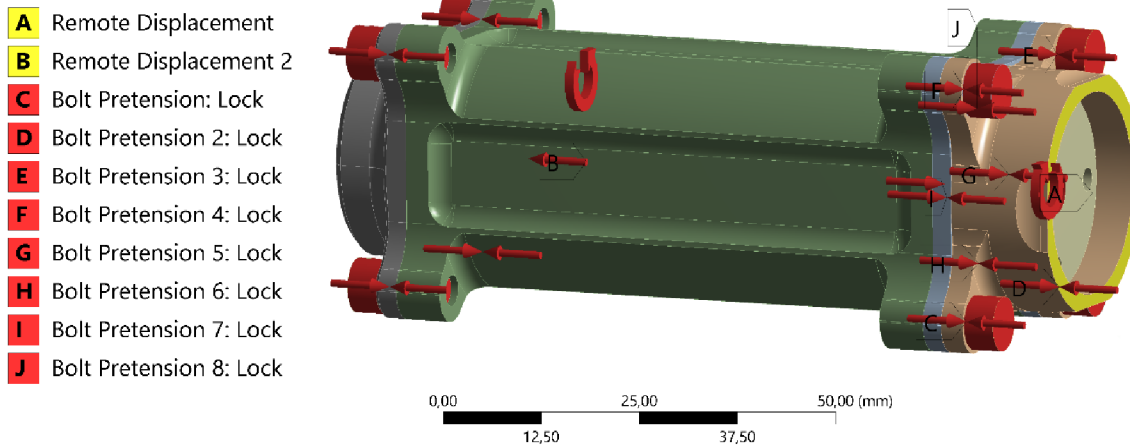
$$p_p = \frac{F_d}{S} = \frac{F_d}{t_d \cdot (l - b)} = \frac{23,81}{3 \cdot (17 - 5)} = 0,66 \text{ MPa}, \quad (51)$$

kde: F_d = síla na středu boku drážky v hřídeli [N],
 d_d = průměr, na kterém se nachází střed boku drážky [mm],
 p_p = tlak na bok drážky v hřídeli aktuátoru,
 S_d = plocha boku drážky [mm²],
 t_d = hloubka drážky [mm],
 l_d = délka pera [mm],
 b_d = šířka pera (odečtení zaoblené části) [mm].

Při uvažování střídavého zatěžování s velkými rázy je dovolené otláčení pro teflonové pero $p_{p,D} = 1,73 \text{ MPa}$ [26][39]. Bezpečnost proti otláčení vychází 2,6.

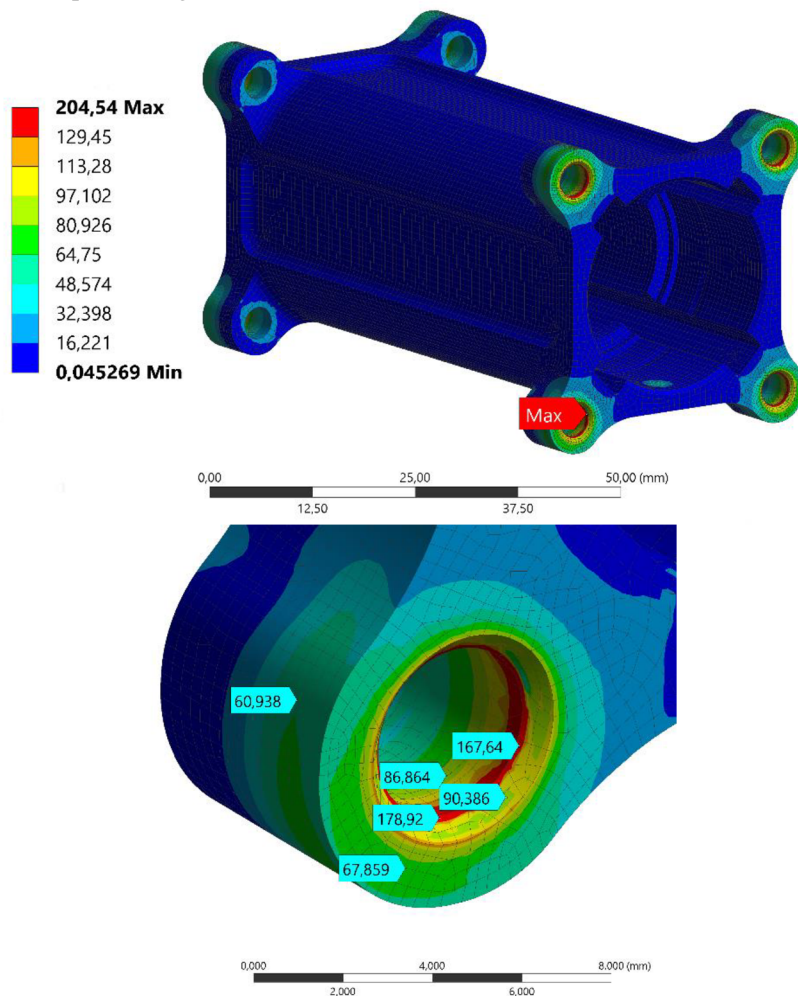
3.6.3 PEVNOSTNÍ ANALÝZA KRYTU AKTUÁTORU

Výpočet bude zaměřen na určení bezpečnosti součástí, které tvoří vnější obálku pohyblivých částí aktuátoru (kryt a víko aktuátoru). Bude se zkoumat stav, kdy aktuátor dojde do dorazu, dojde k zablokování matice, a celý kryt aktuátoru bude namáhán krutem od ovládacího momentu $M_o = 0,5 \text{ Nm}$. Zároveň tento moment způsobí namáhání tahem od ovládací síly $F_{o,0,5} = 625,67 \text{ N}$, která tlačí matici na víko. Ovládací moment reaguje v těle motoru a síla v ložisku aktuátoru. Na Obr. 63 můžeme vidět vyšetřovanou sestavu s nastavenými okrajovými podmínkami. Geometrie okolních součástí byla zjednodušena pro urychlení výpočtu.

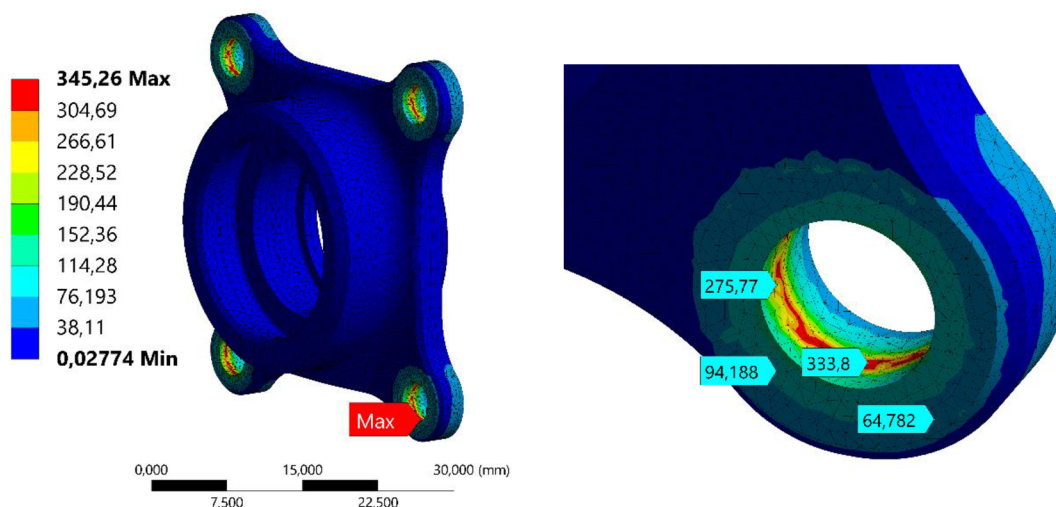


Obr. 63 Vyšetřovaná sestava krytu aktuátoru s okrajovými podmínkami

Všechny šroubové spoje jsou zatíženy předpětím od zvoleného utahovacího momentu. Pro šrouby na krytu aktuátoru moment 3 Nm vytvoří předpětí 3 750 N. 2 Nm na šroubech držáku motoru dají sílu 3 333 N. Kryt motoru je pevně uchycen vazbou „remote displacement“ s nula stupni volnosti. Druhou podporu tvoří vnitřní plocha hřídele aktuátoru, kde je povolena pouze rotace a posuv podél osy hřídele.

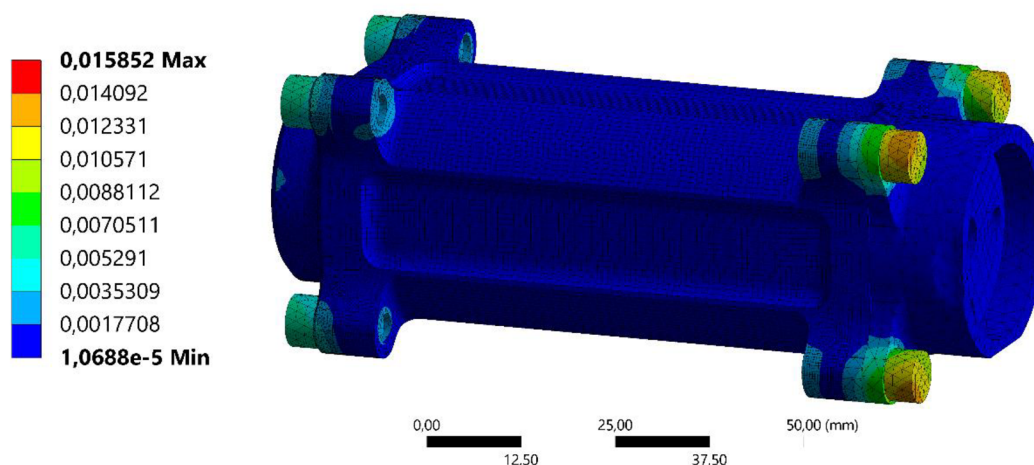


Obr. 64 Zobrazení napětí [MPa] krytu aktuátoru, dole detail závitové díry pro šroub



Obr. 65 Napětí [MPa] na víku aktuátoru, vpravo detail otvoru pro šroub

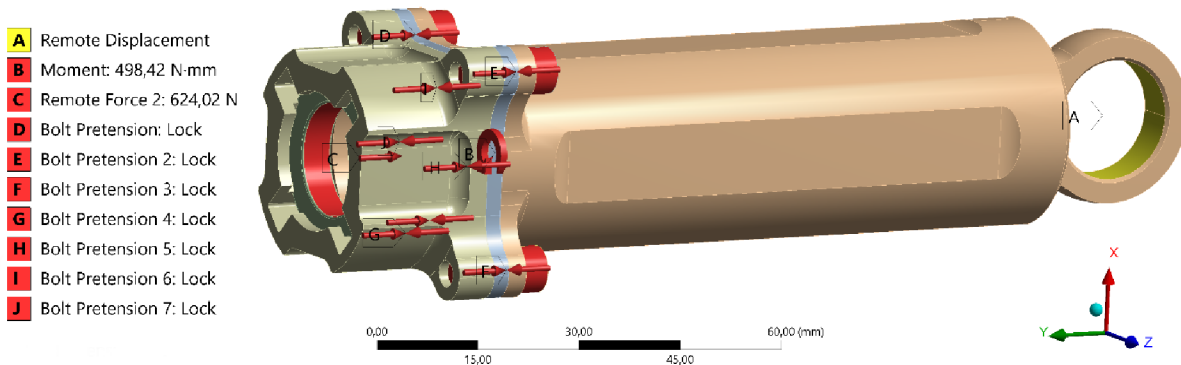
Můžeme vidět, že napětí v součástech je velmi malé až na místa v oblasti šroubových spojů, kde je napětí způsobeno zejména předpětím šroubů (viz Obr. 64 a Obr. 65). Avšak s ohledem na výrobitelnost a tuhost dílu bylo rozhodnuto díly více neodlehčovat, protože tloušťka stěny dosahuje v některých místech 1,5 až 1 mm. Pro zvolený materiál EN AW 7075 (smluvní mez kluzu 450 MPa [40]), je bezpečnost k MSP pro kryt aktuátoru **2,2** a pro víko aktuátoru **1,3**. Jelikož se maximální hodnota napětí u krytu aktuátoru nachází na ostré hraně, nelze tuto oblast objektivně posoudit. Navíc v tomto místě bude reálně umístěn závit M4, proto je potřeba počítat s větší koncentrací napětí. Vzhledem k malému provoznímu zatížení se nemá smysl zabývat kontrolou k meznímu stavu únavové pevnosti. Na Obr. 66 je zobrazena celková deformace vyšetřované sestavy, která je způsobena opět z velké části předpětím šroubů.



Obr. 66 Deformace [mm] sestavy krytu aktuátoru

3.6.4 PEVNOSTNÍ ANALÝZA KRYTU MOTORU

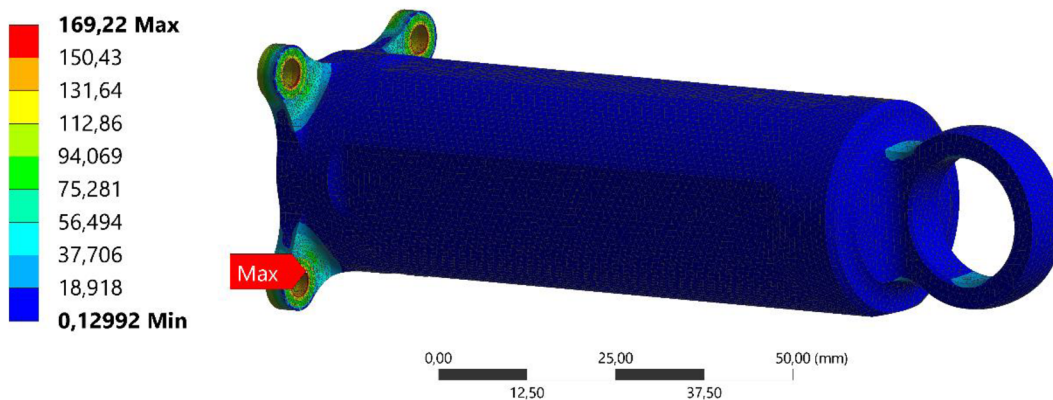
V neposlední řadě je potřeba provést analýzu krytu motoru společně s držákem motoru. Kryt motoru bude podobně jako většina ostatních dílů namáhán tahem/tlakem a kroučícím momentem. Zatížení momentem $M_o = 0,5 \text{ Nm}$ je v simulaci umístěno na těle motoru. Namáhání tlakem potom silou $F_{o,0,5} = 625,67 \text{ N}$ působící přes plochu vnitřního průměru ložiska aktuátoru. Celá sestava je upevněna vazbou „remote displacement“ s nula stupni volnosti v otvoru pro sférické ložisko. Na Obr. 67 je vyobrazena vyšetřovaná sestava společně s okrajovými podmínkami.



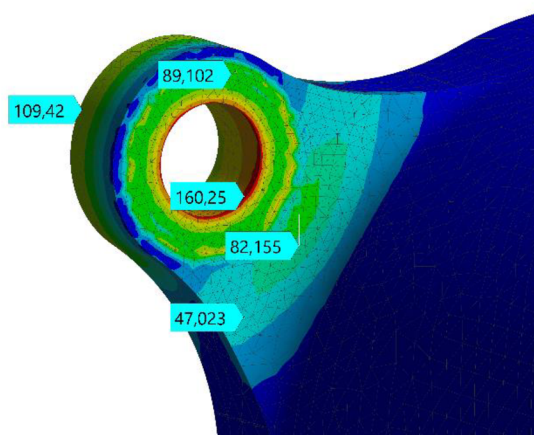
Obr. 67 Vyšetřovaná sestava krytu motoru s okrajovými podmínkami

Hodnoty předpětí šroubů jsou voleny stejně jako v předchozí analýze. Pro šrouby krytu aktuátoru 3 750 N a šrouby držáku motoru 3 333 N.

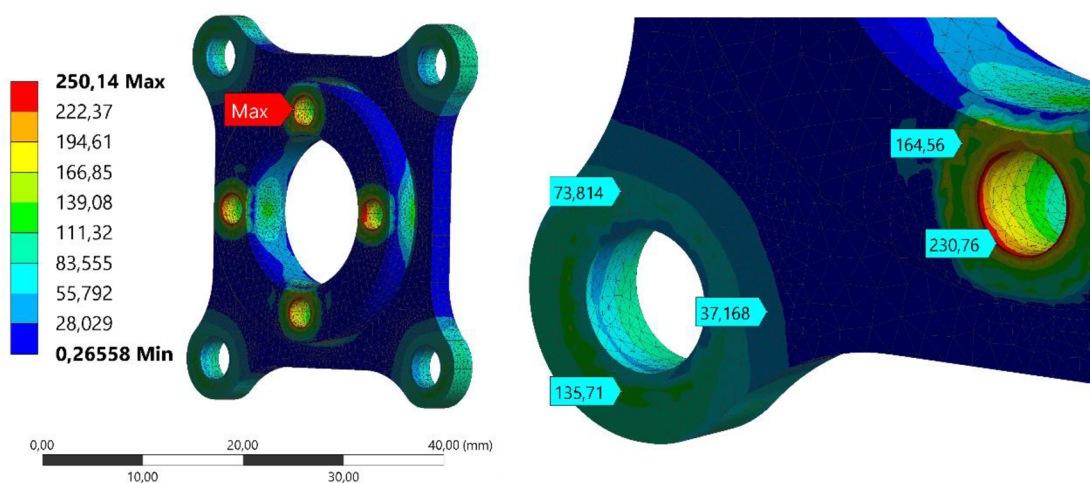
Vzhledem k malému zatížení je opět hlavním zdrojem napětí předpětí šroubových spojů. Výsledná napětí v součástech jsou uvedena na obrázcích níže (Obr. 68, Obr. 69 a Obr. 70). Maximální hodnoty napětí se vyskytují vždy po hranách děr, kde není možné tyto výsledky zcela přesně vyhodnotit. I při uvážení těchto maximálních hodnot je pro zvolený materiál EN AW 7075 T6 bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti krytu motoru **2,66** a držáku motoru **1,8**. Vzhledem k malému provoznímu zatížení nebylo třeba řešit únavu materiálu. Dále kvůli tenkým stěnám na krytu motoru (až 1,5 mm) bylo rozhodnuto součást více neodlehčovat. Nakonec Obr. 71 znázorňuje deformaci celé simulované sestavy.



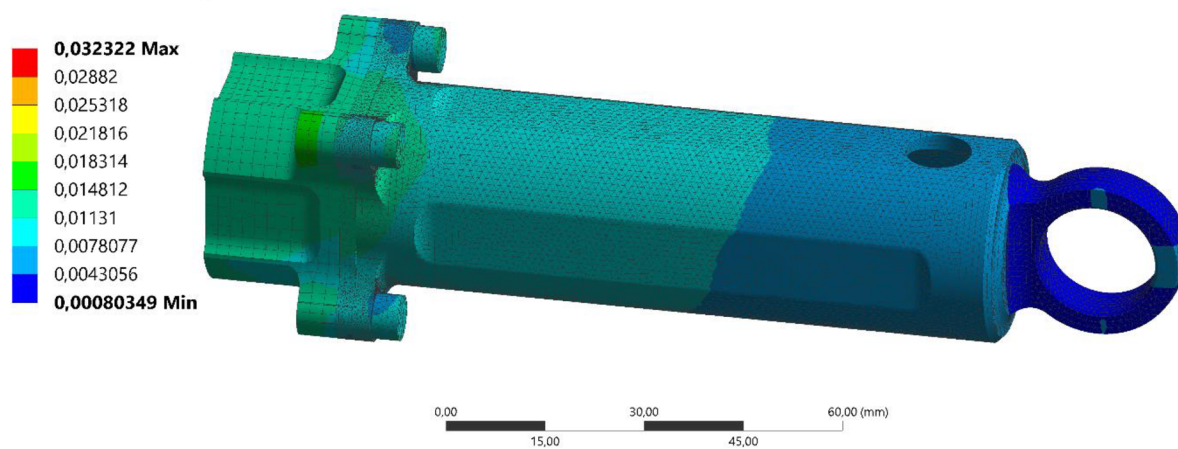
Obr. 68 Zobrazení napětí [MPa] krytu motoru



Obr. 69 Detail napětí [MPa] krytu motoru v oblasti otvoru pro šroub



Obr. 70 Napětí [MPa] na držáku motoru, vpravo detail otvorů pro šrouby



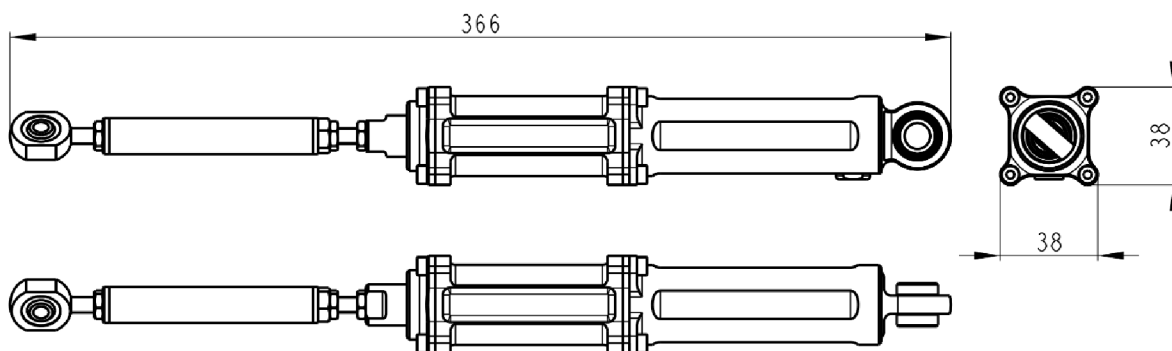
Obr. 71 Deformace [mm] vyšetřované sestavy krytu motoru

3.7 VÝSLEDNÁ SESTAVA ZADNÍHO ŘÍZENÍ

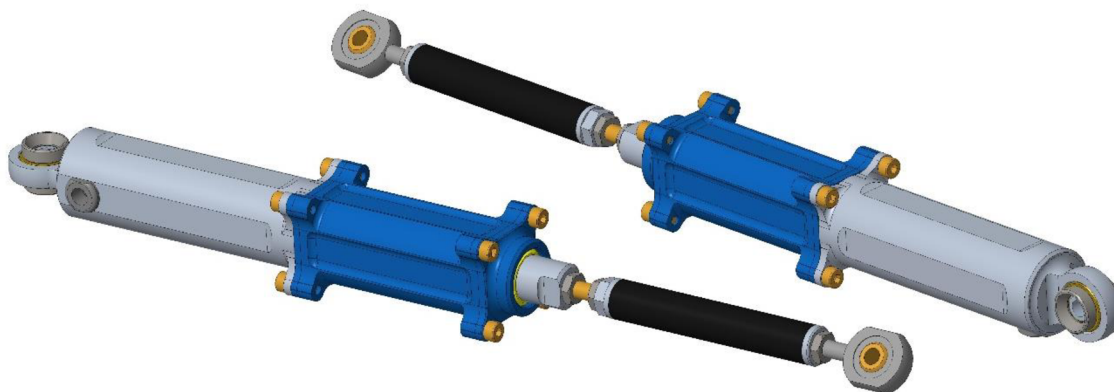
Na Obr. 72 jsou zobrazeny hlavní rozměry sestavy navrženého aktuátoru, který dosahuje celkové hmotnosti 582 g. V Tab. 9 je hmotnostní porovnání aktuátoru oproti konvenčnímu řešení s klasickým toe rodem. Můžeme vidět, že příbytek neodpružené hmoty je v porovnání s celkovou hmotností mnohem menší. To je způsobeno umístěním motoru (nejtěžší součást) co nejbližší k bodu uchycení ke karoserii auta. Neodpružená hmota byla uvažována jako 2/3 délky komponent zavěšení. Celá sestava dvou aktuátorů poté váží 1 164 g. V sestavě ale není zahrnuta kabeláž a zejména potom elektronika řídicího systému včetně krabičky. Jelikož programovací deska ještě není navržena, nemůžeme určit celkovou přidanou hmotnost systému. Odhadem lze očekávat přibližně 600 g navíc. Tím pádem lze počítat s celkovou hmotností systému do 2 kg.

Tab. 9 Porovnání aktuátoru s klasickým toe rodem

	Hmotnost [g]	
	celková	neodpružená
klasický toe rod	114	65
aktuátor řízení	582	248
rozdíl	+468	+183



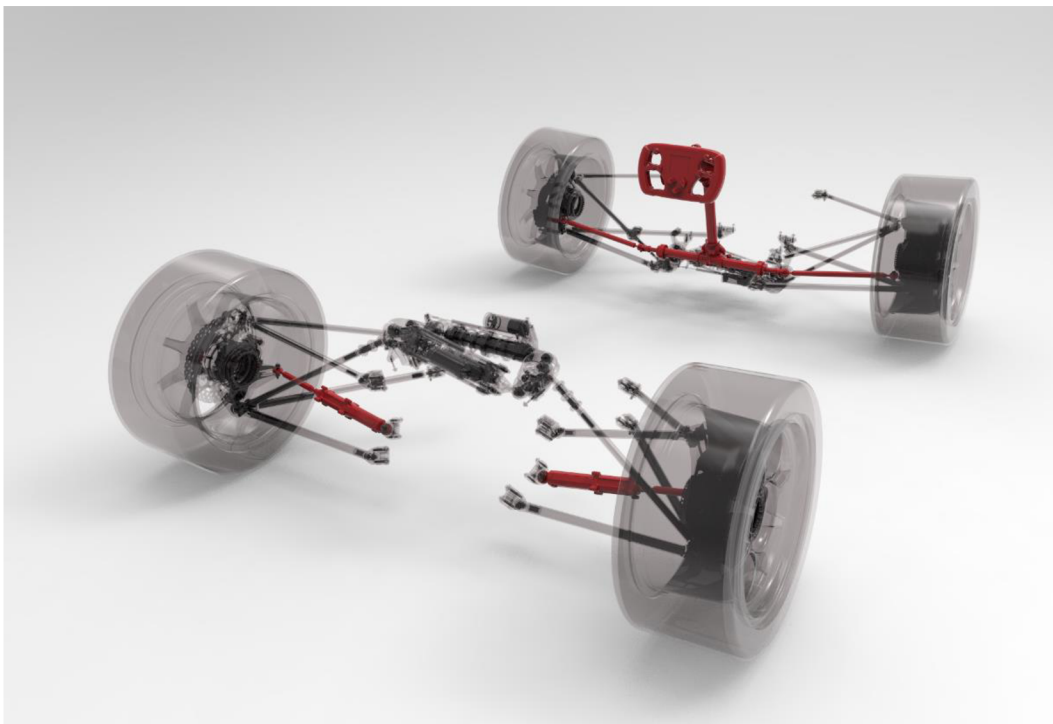
Obr. 72 Hlavní rozměry sestavy aktuátoru



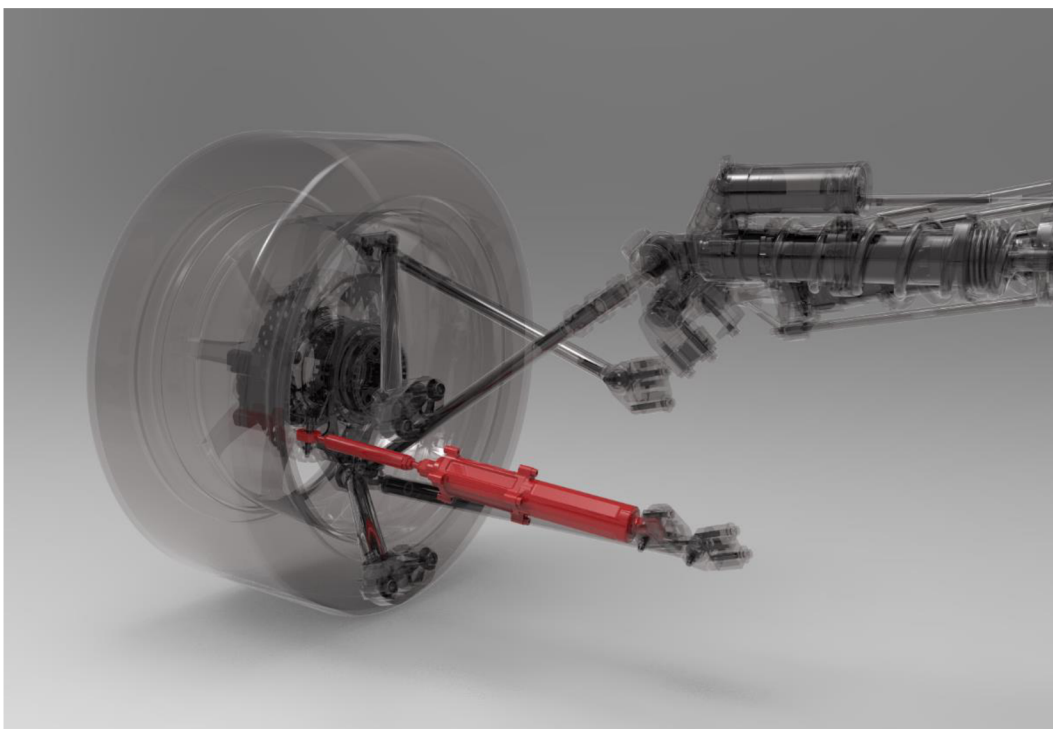
Obr. 73 Sestava aktuátoru

3.7.1 ZAČLENĚNÍ SESTAVY ZADNÍHO ŘÍZENÍ DO CELKOVÉ SESTAVY AUTA

Zvoleným konceptem byla zajištěna snadná zaměnitelnost sestavy aktuátorů za konvenční řešení s toe rody. Díky tomuto rozhodnutí došlo k minimálnímu ovlivnění ostatních komponent na vozidle. Níže můžeme vidět umístění systému RWS do celkové sestavy podvozku monopostu Dragon X (Obr. 74 a Obr. 75).



Obr. 74 Celková sestava řízení v sestavě podvozku Dragona X



Obr. 75 Detail zavěšení pravého zadního kola s navrženým systémem RWS

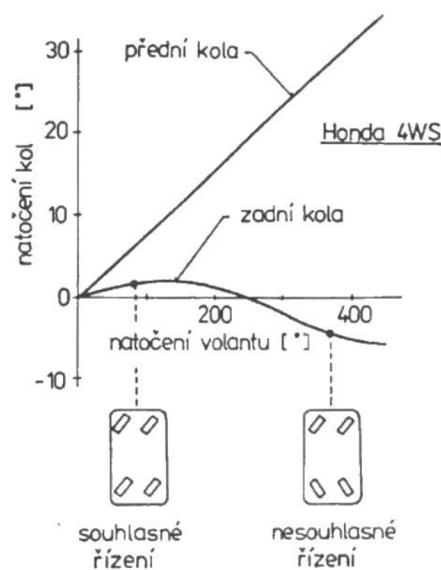
4 ŘÍDICÍ FUNKCE SYSTÉMU

4.1 MOŽNÉ PŘÍSTUPY KE ZPŮSOBU ŘÍZENÍ

Jak již bylo popsáno dříve v kapitole 2.1, řídicí funkce systému RWS musí zajistit změnu smyslu natočení zadních kol vůči předním v závislosti na rychlosti jízdy vozidla. Jelikož jsou aktuátory ovládány elektronicky, nabízí se zde mnoho možností jakým způsobem zadní nápravu řídit.

4.1.1 ŘÍZENÍ KOL V ZÁVISLOSTI NA ÚHLU NATOČENÍ VOLANTU

Při tomto způsobu řízení je úhel natočení zadních kol závislý jen na natočení volantem. Principem je, že v pomalých rychlostech (např. při parkování) dochází k velkým úhlům natočení volantu a zadní kola jsou natáčena nesouhlasně. Naopak ve vysokých rychlostech, kdy je potřeba zajistit stabilitu, je volant zpravidla natáčen jen velmi málo a zadní kola jsou souhlasně s předními. Tento způsob řízení byl využíván v počátcích systémů RWS, např. na vozidle Honda Prelude (Obr. 76). Jedná se o velmi jednoduché řízení, které bylo umožněno mechanismem bez užití elektroniky (popsáno v kapitole 3.1). [1]

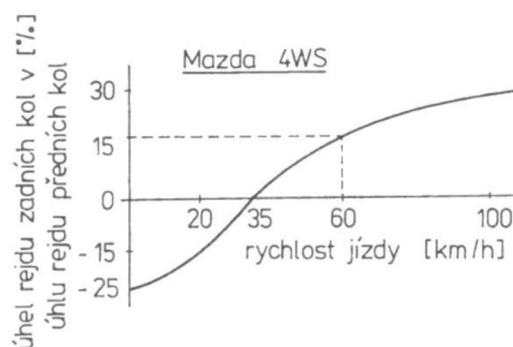


Obr. 76 Systém 4WS na vozidle Honda Prelude – závislost pouze na natočení volantu [1]

4.1.2 ŘÍZENÍ KOL S KOMPENZACÍ ÚHLU SMĚROVÉ ÚCHYLKY TĚŽIŠTĚ

S rozvojem elektrických zařízení se objevily také více propracované systémy RWS. Řízení není závislé jen na natočení volantem, ale také na rychlosti jízdy. Cílem je dosáhnout nulové směrové úchytky těžiště vozidla. Směrová úchytky těžiště je závislá hlavně na zadní nápravě. Jak bylo popsáno v kapitole 2.1, jejím důsledkem je vznik směrových úchylek pneumatik a respektive i příčných sil na zadní nápravě. Jedná se o úhel mezi vektorem rychlosti pohybu vozidla a jeho podélným směrem karoserie. Smyslem je toto natočení eliminovat, protože menší úchytky těžiště přispívá k větší stabilitě. [1][12]

Na Obr. 77 můžeme vidět funkci zadního řízení použitou na vozidle Mazda 626.



Obr. 77 Závislost natočení zadního kola na vozidle Mazda 626 [1]

4.1.3 ŘÍZENÍ KOL V ZÁVISLOSTI NA STÁČIVÉ RYCHLOSTI

Předchozí způsob řízení spoléhá na totožnost předpokládaných parametrů ve výpočtu se skutečnými parametry. Nemusí tedy být vždy dosaženo předpokládaného výsledku, protože řízení neuvažuje vnější vlivy. [1]

Jelikož směrová úchylka těžiště je obtížně měřitelná přesně, vztahuje se řízení vzhledem ke stáčivé rychlosti vozidla. Jedná se o způsob, kdy systém RWS napomáhá řidiči udržet vozidlo v neutrálním stavu. Tedy ke změně natočení zadních kol může dojít i bez vůle řidiče. Dokáže kompenzovat nepřesnosti a účinky vnějších vlivů, například působení bočního větru nebo stranovou nesouměrnost účinku brzd. [1] Jedná se o poměrně sofistikovaný způsob řízení, kdy systém v podstatě plní stabilizační funkci (ESP). Nevýhodou je, že při nesprávném odladění funkce může být pro řidiče chování vozidla nepředvídatelné až obtížně říditelné.

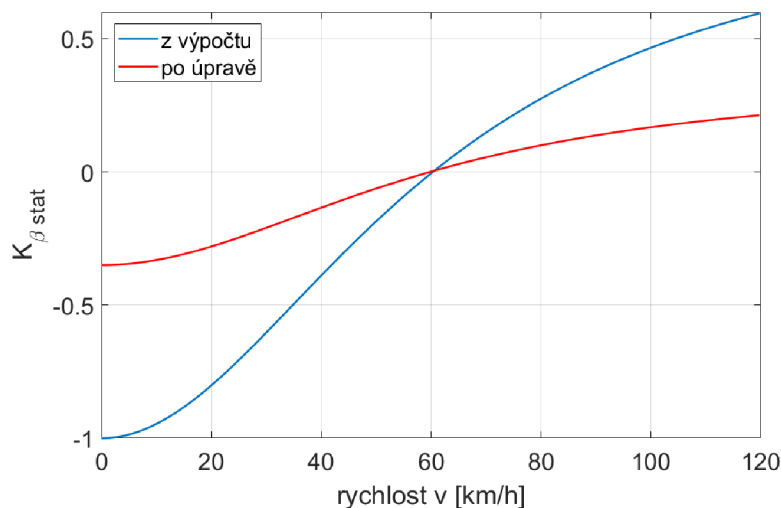
4.2 NÁVRH ŘÍDICÍ FUNKCE

Pro řízení byla zvolena metoda s kompenzací úhlu směrové úchylky těžiště vozidla. Funkce byla vytvořena na základě vzorců uvedených v [1]. Bod zlomu, kdy dochází ke změně smyslu natočení zadních kol vůči předním, vychází přibližně na 60 km/h. Graf na Obr. 78 znázorňuje poměr natočení zadního kola vůči přednímu v různých rychlostech vozidla tak, aby bylo v ustáleném stavu dosaženo nulové směrové úchylky (modrá křivka). Jen v ustáleném stavu proto, že v přechodném stavu nulová být nemusí. Pro zahrnutí kompenzace úchylky i v přechodném stavu by bylo nutné brát v úvahu i rychlost natočení volantu. [12]

Koeficient $K_{\beta,stat}$ je definován rovnicí (52). Jedná se o poměr natočení zadního kola vůči přednímu. Jelikož z pohledu měření je jednodušší místo natočení předního kola snímat natočení volantu, je vhodné vztáhnout koeficient právě k tomuto senzoru. Vztah mezi těmito dvěma natočeními je definován pomocí převodového poměru i (tzv. „steering ratio“). Výsledek z rovnice (52) je vykreslen modrou křivkou na Obr. 78. Takto velká hodnota koeficientu by znamenala příliš velké natočení zadních kol (v některých případech až přes 30°). Vzhledem k tomu, že je pravidly omezeno maximální natočení zadních kol na $\pm 3^\circ$, byl daný koeficient omezen na hodnotu nižší (na Obr. 78 červená křivka). Tato úvaha je v souladu s postupem, který se využívá i v praxi [1].

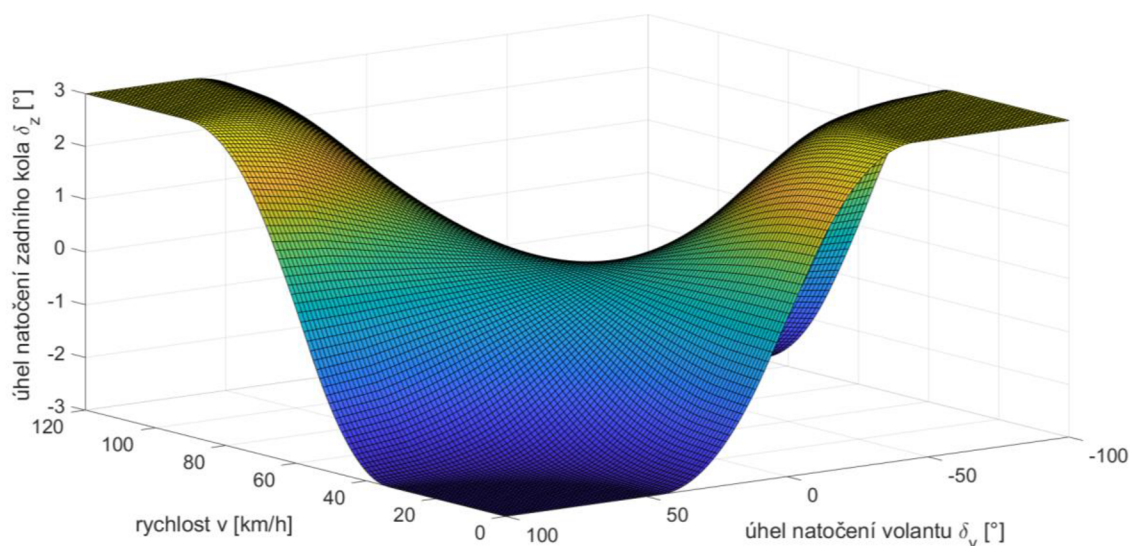
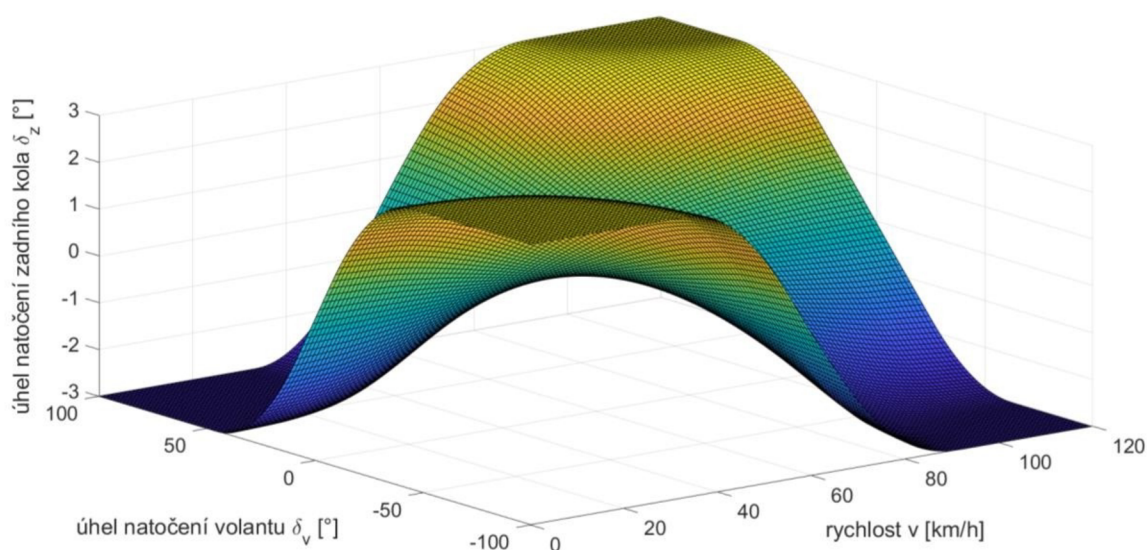
$$K_{\beta_stat} = \frac{m \cdot v^2 \cdot C_{\alpha p} \cdot l_p - C_{\alpha p} \cdot C_{\alpha z} \cdot l \cdot l_z}{m \cdot v^2 \cdot C_{\alpha z} \cdot l_z + C_{\alpha p} \cdot C_{\alpha z} \cdot l \cdot l_p} = \frac{\delta_z}{\delta_p} = \frac{\delta_z \cdot i}{\delta_v} \quad (52)$$

kde: K_{β_stat} = koeficient řízení pro stacionární kompenzaci směrové úchyly těžiště (poměr natočení zadního kola k přednímu) [-],
 m = hmotnost vozidla s řidičem [kg],
 v = rychlost vozidla [m/s],
 $C_{\alpha p}$ = stáčivá tuhost obou předních pneumatik [N/rad],
 $C_{\alpha z}$ = stáčivá tuhost obou zadních pneumatik [N/rad],
 l_p = vzdálenost těžiště od přední nápravy [m],
 l_z = vzdálenost těžiště od zadní nápravy [m],
 l = rozvor náprav [m],
 δ_z = úhel natočení zadních kol [°],
 δ_p = úhel natočení předních kol [°],
 δ_v = úhel natočení volantu [°],
 i = převodový poměr mezi natočením volantu a předního kola [-].



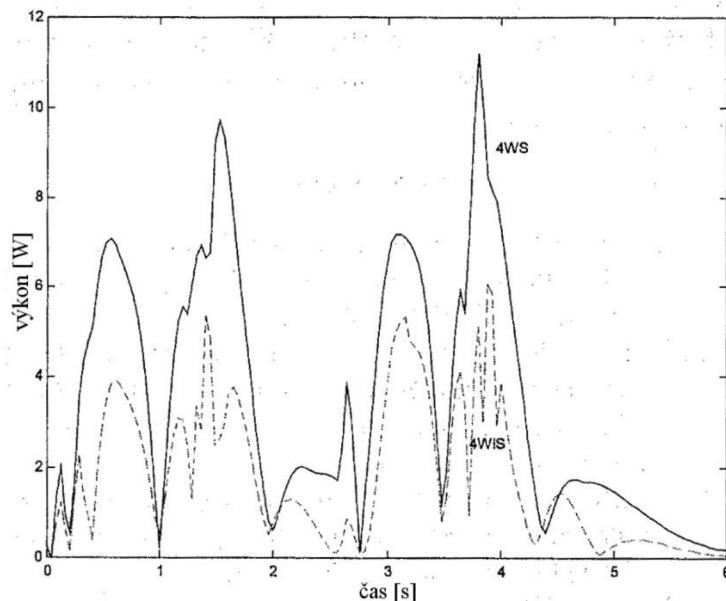
Obr. 78 Součinitel zadního řízení K_{α} pro stacionární kompenzaci úhlu směrové úchyly těžiště

Nyní již můžeme vyjádřením z rovnice (52) určit velikost natočení zadního kola pro různé úhly natočení volantu v daných rychlostech. Výsledek byl vyneseno do 3D grafu a hodnoty natočení kola omezeny na $\pm 3^\circ$. Omezením vzniknou v průběhu grafu ostré zlomy, proto byla funkce následně vyhlazena metodou plovoucího průměru. Finální podobu 3D mapy řídicí funkce můžeme vidět na Obr. 79.



Obr. 79 Navržená funkce řízení – finální podoba 3D mapy

Nezávislé řízení každého kola zvláště nabízí možnost v zatáčkách ovládat vždy jen vnější kolo a vnitřní ponechat v neutrální poloze. Smyslem je, že většinu “práce“ v zatáčkách vykonává vnější, více zatížené kolo, proto má hlavní vliv. Dle literatury toto řešení z pohledu přínosu systému příliš neztrácí od varianty s natáčením obou kol zároveň. Hlavní výhoda přichází při měření spotřeby elektrické energie, kdy ovládání pouze jednoho aktuátoru přináší výraznou úsporu. Zároveň celý systém může pracovat daleko rychleji. Například při průjezdu slalomem či změně jízdního pruhu, kdy vnitřní kolo “čeká“ v neutrální poloze na změnu směru zatáčení (kdy se stane kolem vnějším) a aktuátor nemusí urazit tak velkou vzdálenost. Na Obr. 80 můžeme vidět porovnání spotřeby energie daných řešení při objíždění překážky (tzv. „double lane change test“). [12][41]



Obr. 80 Porovnání spotřeby energie – 4WS = souběžné natočení obou zadních kol, 4WIS = nezávislé natočení jen vnějšího kola [41]

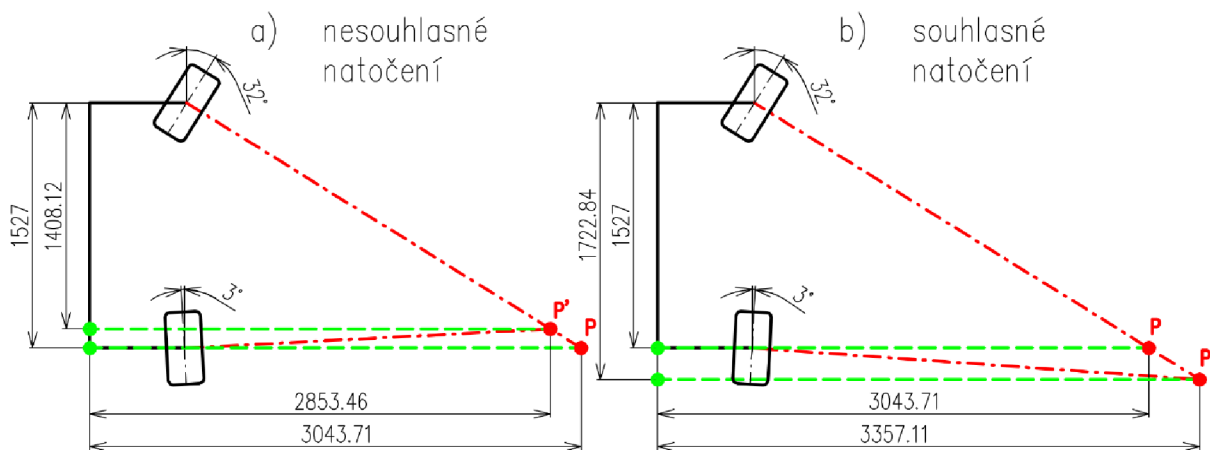
Jelikož možnost řízení pouze vnějšího kola vyžaduje další podrobnou studii, bylo pro počáteční pochopení práce se systémem zvoleno řízení obou zadních kol současně. Pro zjednodušení byl zanedbán vliv ackermanovy geometrie vlivem kinematických bodů zavěšení. Protože je natočení pouze o 3° , nejedná se o příliš velkou změnu v prodloužení/zkrácení toe rodu (rozdíl 0,029 mm v chodu aktuátoru při zatočení kola doleva nebo doprava). Nezávislé řízení v případě ovládání obou kol také nabízí variabilní změnu ackermanovy geometrie. Avšak tato možnost opět vyžaduje podrobnější studii. Navržená funkce je tedy stejná pro obě zadní kola.

4.3 VYHODNOCENÍ PŘÍNOSU SYSTÉMU

4.3.1 ZMĚNA POLOMĚRU ZATÁČENÍ

Jak již bylo řečeno, vlivem natočení zadních kol dochází “virtuálně” ke změně rozvoru náprav a tím pádem i ke změně poloměru zatáčení. Při nesouhlasném natočení dochází ke zkrácení (menší poloměr zatáčení) a při souhlasném k prodloužení (větší poloměr rejdů).

Při výpočtu změny poloměru zatáčení s použitím systému RWS je vycházeno z grafického řešení, přičemž jsou zanedbány směrové úchytky pneumatik (Obr. 81). Bod, kolem kterého se vozidlo otáčí (tzv. pól), je určen průsečíkem dvou kolmic k rovinám předního a zadního kola. Poloměr zatáčení potom zjistíme změřením vzdálenosti tohoto pólu od středové roviny vozidla. [1] Je vyšetřován stav, kdy vozidlo projíždí pravotočivou zatáčkou s nesouhlasným i souhlasným natočením kol zadní nápravy. Kola na přední i zadní nápravě jsou v maximálním rejdu, proto se jedná o určení změny minimálního poloměru zatáčení. Na obrázku jsou zobrazena vždy jen vnitřní kola.

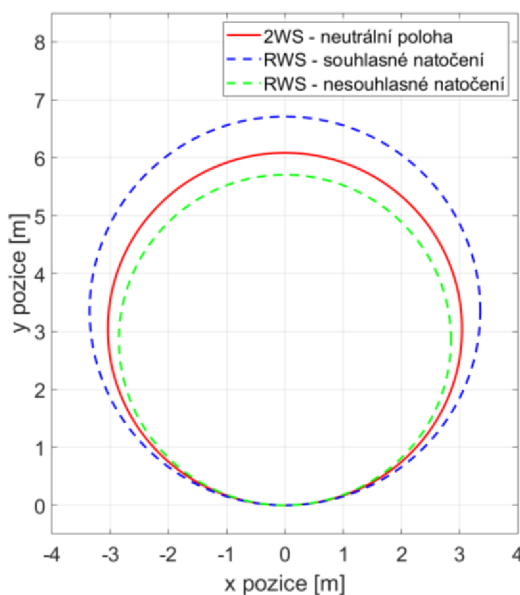


Obr. 81 Grafické určení změny minimálního poloměru zatočení vlivem natáčení zadních kol

Tab. 10 Změna minimálního poloměru zatočení vozidla Dragon X s použitím systému RWS

Řízení	2WS - neutrální poloha	s RWS – nesouhlasné natočení	s RWS – souhlasné natočení
“Rozvor“ [mm]	1 527	1 408 (-119)	1 723 (+196)
Minimální poloměr zatočení [mm]	3 044	2 853 (-191)	3 357 (+313)

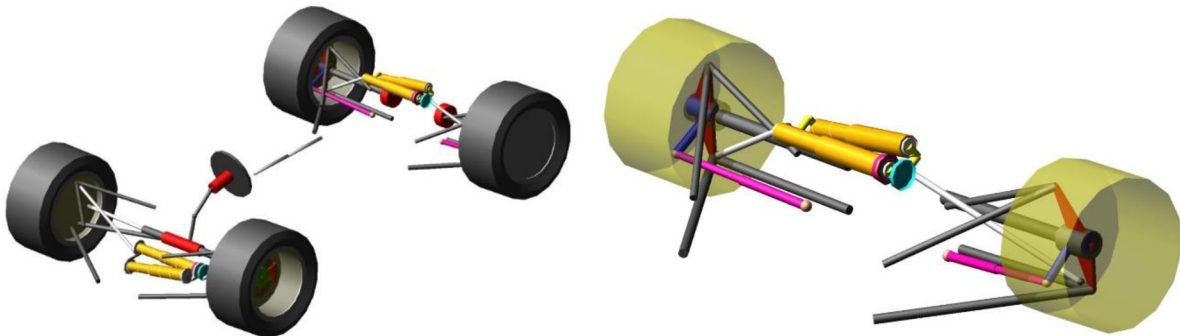
Tab. 10 shrnuje výsledky výpočtu. Vlivem nesouhlasného natočení zadních kol v pomalé rychlosti je poloměr zatočení zredukován až o **6,27%** (rozvor virtuálně menší až o 7,79%), čímž je zajištěna lepší manévrovatelnost vozidla. Naopak při souhlasném natočení ve vysokých rychlostech dochází k nárůstu poloměru zatočení maximálně až **10,28%** (rozvor virtuálně větší až o 12,84%), z čehož vyplývá zvýšená stabilita. Na Obr. 82 je graficky zobrazeno porovnání změny minimálního poloměru rejdů, kdy je vykreslena trajektorie vozidla při jízdě po kruhové dráze v plném rejdě.



Obr. 82 Zobrazení trajektorie vozidla – vliv natočení zadních kol na minimální poloměr zatočení

4.3.2 JÍZDNÍ SIMULACE ŘÍDICÍ FUNKCE

Ke zjištění vlivu na chování vozidla byl systém řízení zadní nápravy implementován do modelu celého vozidla Dragon X v softwaru MSC Adams Car (Obr. 83 vlevo). Aktuátor, kterým byl nahrazen klasický toe rod, byl v daném softwaru vymodelován pomocí dvou tyčí, které se do sebe mohou zasouvat (Obr. 83 vpravo). Mezi těmito tyčemi je užitá komponenta Actuator – Joint Motion, která umožňuje zasouvání řídit dle předepsané funkce, čímž dochází k prodloužení nebo zkrácení toe rodu. Řízení je zajištěno importem navržené 3D mapy do řídicího algoritmu tohoto akčního členu. Limitní hodnoty pro pohyb aktuátorů (rychlost a zrychlení) jsou vyplněny na základě výpočtu v kapitole 3.5.2.



Obr. 83 Vlevo model celého vozidla Dragon X v softwaru Adams Car, vpravo detail zadní nápravy (růžově systém zadního řízení)

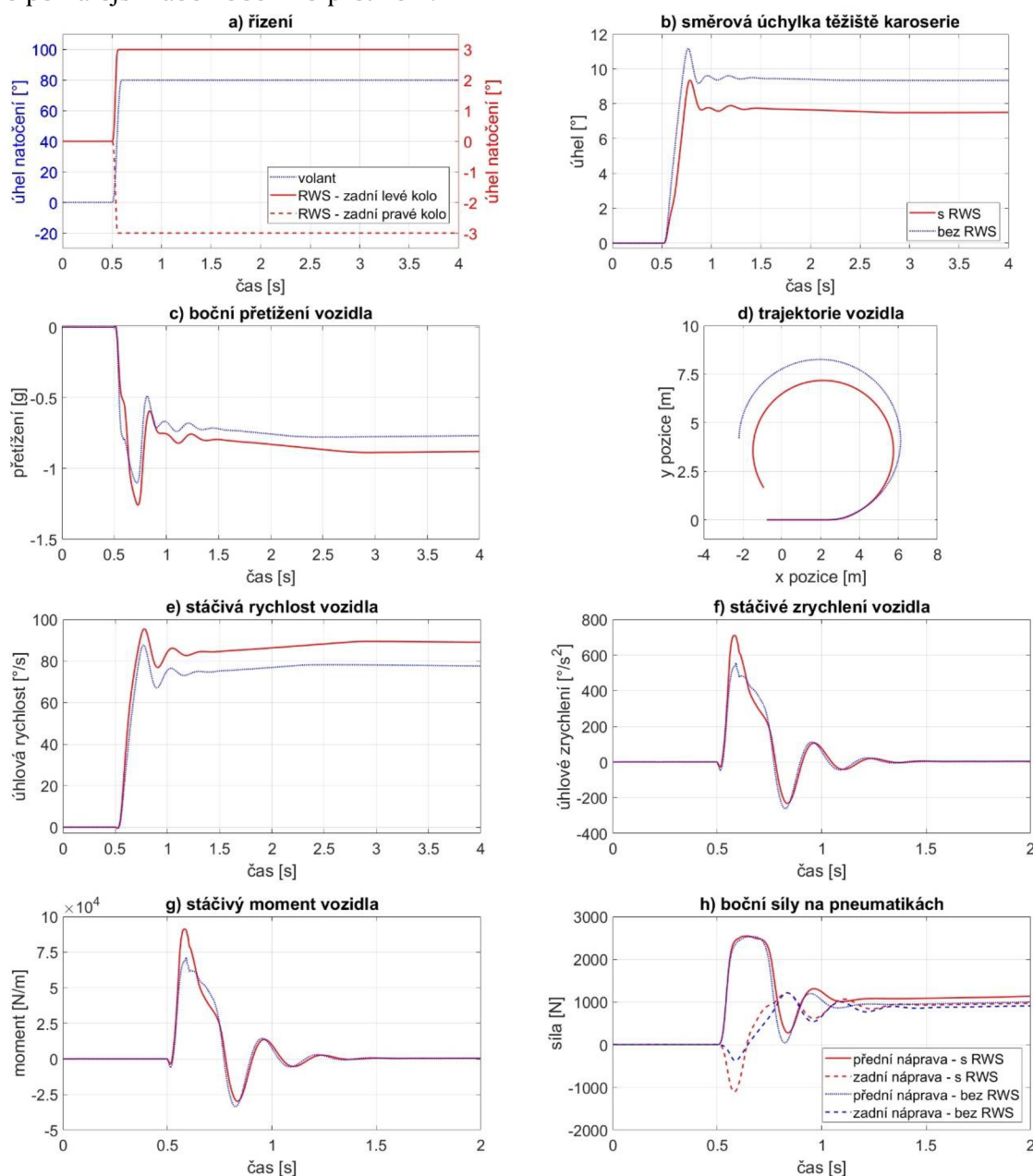
Jízdní simulace budou vždy provedeny s aktivním a následně i s vypnutým systémem RWS, kdy na základě změny chování vozidla bude vyvozen vliv RWS a jeho přínos. Dále jelikož se systém chová různě v závislosti na rychlosti jízdy, budou simulace navíc provedeny ještě v nízké rychlosti s velkým natočením volantu, a poté ve vysoké rychlosti s malým natočením volantu.

SKOKOVÉ NATOČENÍ VOLANTU

Nejprve tzv. „step steer“, kdy je simulována skoková změna v natočení volantu. Grafy na Obr. 84 zobrazují výsledky simulace, kdy při jízdě s přibližně konstantní rychlostí 20 km/h je v čase 0,5 s volant natočen na hodnotu 80° během 0,1 s. Tato hodnota natočení volantu vyvolá natočení předních kol o 26°. Kola zadní nápravy za těchto podmínek dosahují maximálního možného úhlu natočení 3° nesouhlasně k předním (graf Obr. 84 a).

Při pohledu na průběhy přechodových charakteristik můžeme vidět, že bylo dosaženo předpokládaného zmenšení úhlu směrové úchylny těžiště vozidla (Obr. 84 b). Jelikož jsou zadní kola natočena nesouhlasně, dochází u vozidla s RWS ke zmenšení poloměru zatáčení (Obr. 84 d). Proto vozidlo dosahuje většího bočního přetížení (Obr. 84 c). S tím souvisí také větší rychlost stáčení (+9%). Dále můžeme u všech charakteristik popisující stáčení pozorovat mírně rychlejší náběh hodnot a větší amplitudu, z čehož lze usoudit rychlejší reakce vozidla na změnu směru (Obr. 84 e, f, g). Stáčivé zrychlení dosahuje navýšení o +28%. Při pohledu na součet bočních sil na nápravách můžeme vidět, že vlivem RWS se síla na zadní nápravě generuje mnohem rychleji a nabývá větších hodnot. Pro větší přehlednost byly grafy na Obr. 84 f, g, h omezeny pouze na 2 s (odstranění ustálené oblasti s konstantní hodnotou). Průběh síly dále objasní navýšení rychlosti stáčení. Větší záporná síla na zadní nápravě zpočátku zatáčení způsobí vzhledem k těžišti větší stáčivý moment se stejným smyslem

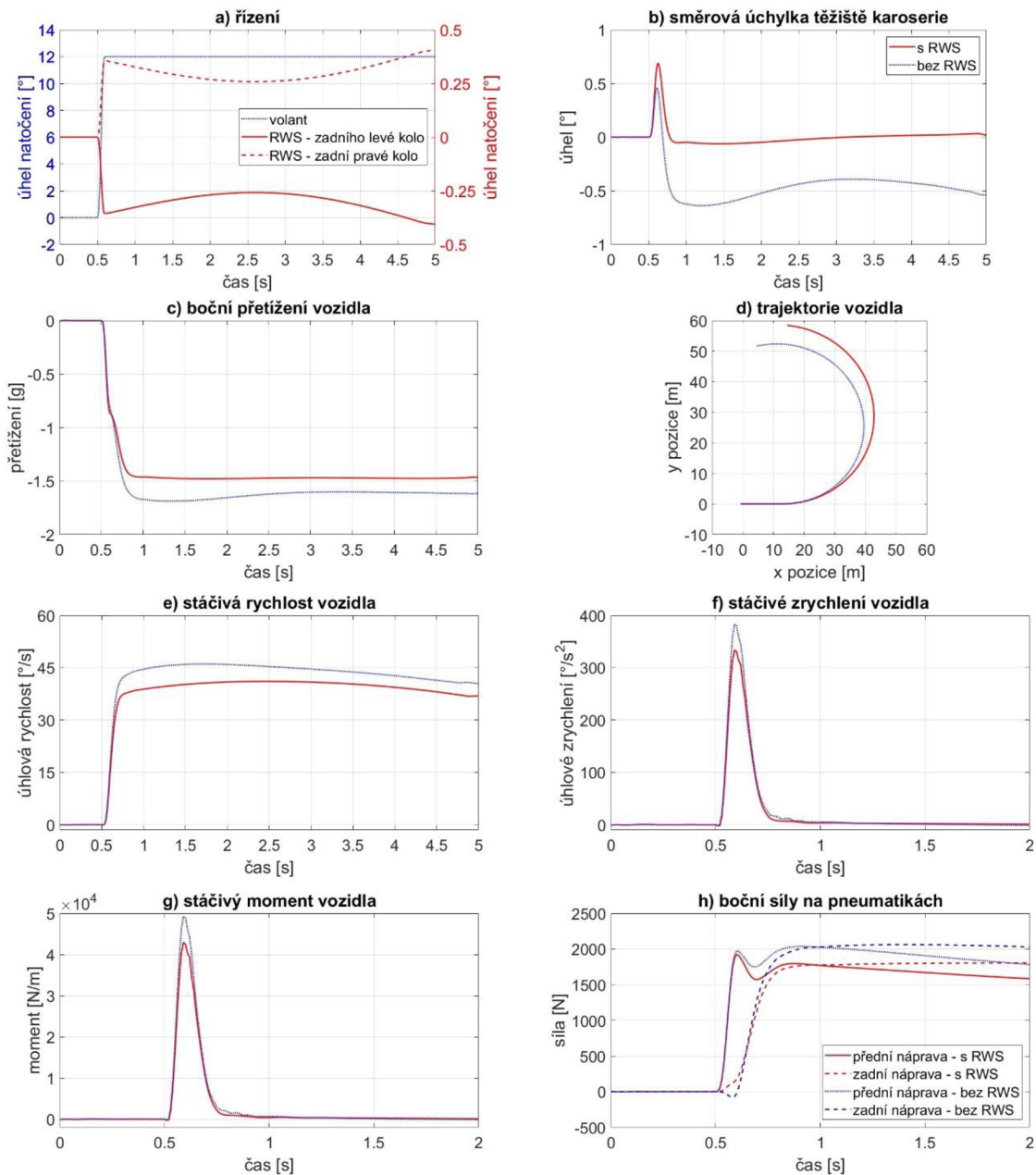
jako od přední nápravy. Vozidlo více rotuje okolo vertikální osy, a proto můžeme vidět také pomalejší náběh bočního přetížení.



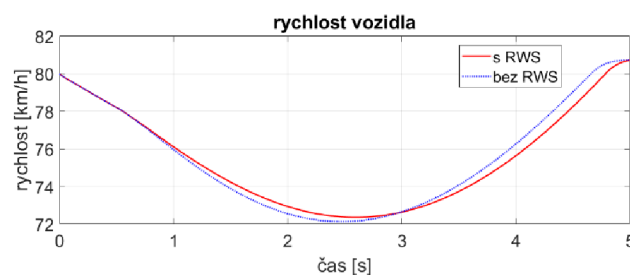
Obr. 84 Přechodové charakteristiky vozidla – skoková změna natočení volantu ($v = 20 \text{ km/h}$, $\delta_v = 80^\circ$)

Obr. 85 dále zobrazuje stejnou analýzu, avšak nyní při rychlosti 80 km/h a natočení volantu o 12° (přední kola 4°). Úkon zatočení o délce $0,1 \text{ s}$ začíná opět v čase $0,5 \text{ s}$. Nyní jsou kola zadní nápravy natočena souhlasně o $0,36^\circ$ (na konci kroku v čase $0,6 \text{ s}$). Změna v průběhu natočení zadních kol je dána proměnlivou rychlostí vozidla v simulaci (viz Obr. 86). Jelikož se rychlost v porovnávaných analýzách mění přibližně stejně, můžeme tento vliv rozdílu zanedbat. Podobně jako v pomalé rychlosti i zde dochází k redukci směrové úchylnky těžiště. Dokonce můžeme vidět, že se v ustáleném stavu podařilo úchylnku téměř zcela vynulovat i při měnící se rychlosti jízdy (Obr. 85 b). Vozidlo s RWS nyní projíždí zatáčkou o větším poloměru, proto dosahuje menšího bočního přetížení a menší stáčivé rychlosti ($-12,4\%$) (Obr. 85 c, d, e). Dále při porovnání charakteristik stáčení vozidla zjistíme, že vlivem RWS dochází ke zmenšení

jejich amplitud a zpomalení nárůstu (Obr. 85 e, f, g). To je způsobeno redukcí stáčivého zrychlení (**-12,8%**). Z tohoto faktu lze odvodit, že vozidlo je méně ochotné měnit směr a chová se stabilněji. V podstatě se jedná o opak výsledků obdržných v pomalé rychlosti. Boční síla na zadní nápravě je generována v kladných hodnotách mnohem rychleji (Obr. 85 h), z čehož plyne právě změna stáčení a rychlejší náběh bočního přetížení.

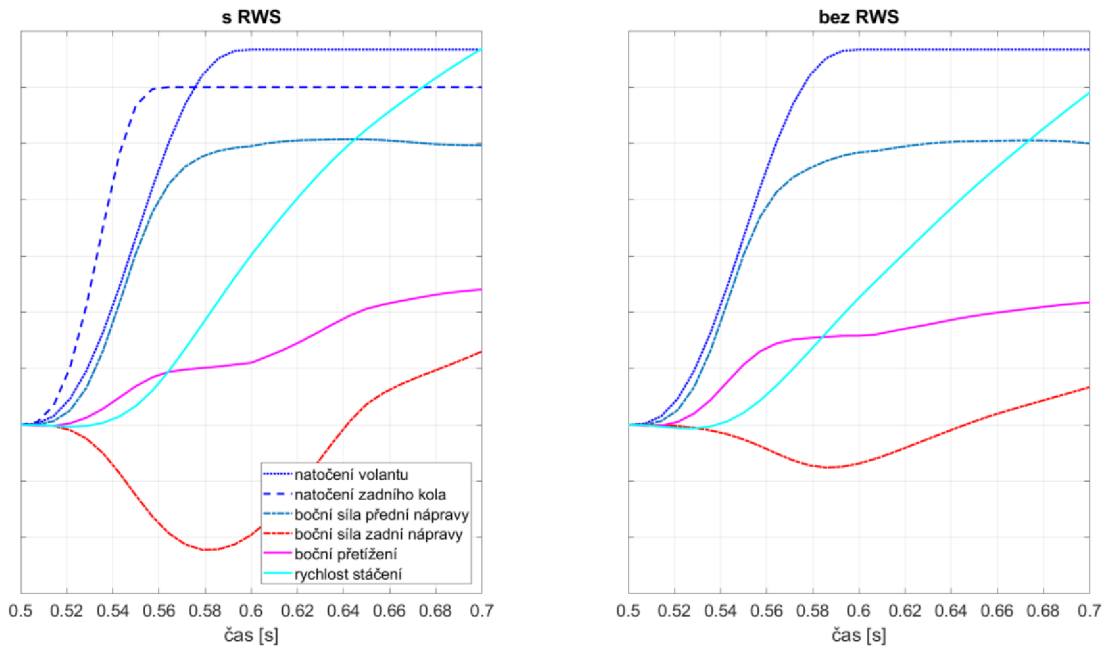


Obr. 85 Přechodové charakteristiky – skoková změna natočení volantu ($v = 80 \text{ km/h}$, $\delta_v = 12^\circ$)

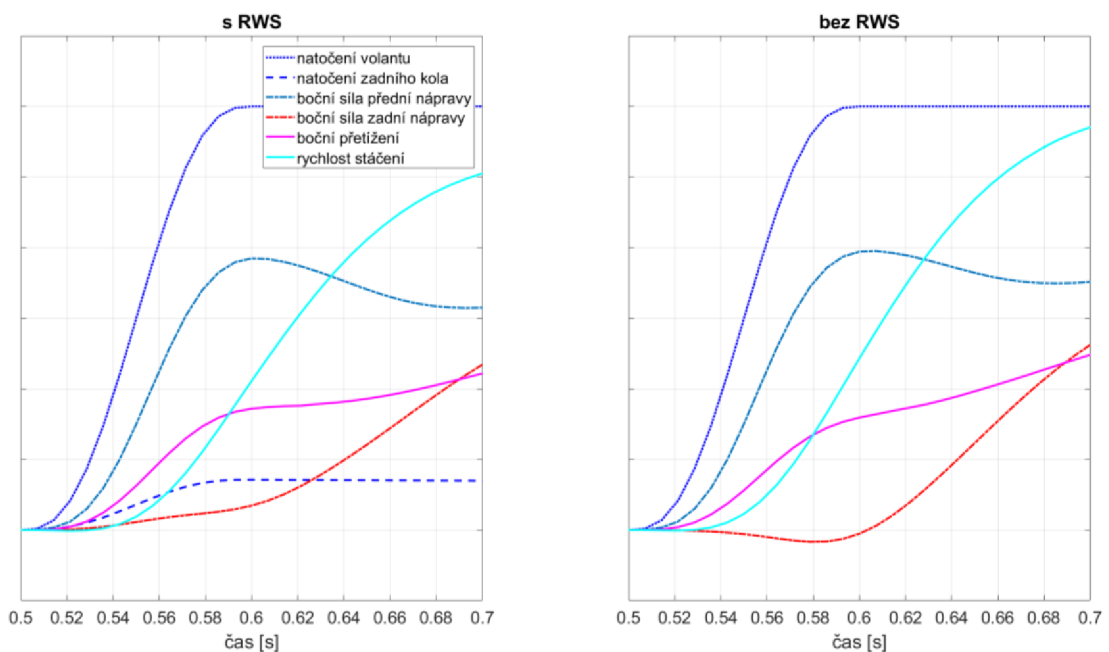


Obr. 86 Průběh rychlosti při simulaci skokové změny natočení volantu ($v = 80 \text{ km/h}$, $\delta_v = 12^\circ$)

Následující grafy na Obr. 87 a Obr. 88 zobrazují detail vzniku odezvy přechodových charakteristik na zatočení volantem z předchozích dvou simulací. Průběhy v sousedních grafech mají vždy stejná měřítka pro porovnání. Zajímavé je porovnání boční síly na zadní nápravě na Obr. 88. V případě užití RWS vzniká boční síla téměř zároveň s přední nápravou (odezva kratší než **0,02 s**). To znamená zkrácení o přibližně **0,10 s (-80%)** oproti vozidlu s řízením pouze předních kol. Jinak tomu je v případě pomalé jízdy na Obr. 87, kde boční síla zadní nápravy díky RWS nabývá větší záporné hodnoty (**+190%**), a to rychleji. Tím je dosaženo většího a rychlejšího stáčení vozidla.



Obr. 87 Odezva přechodových char. na skokové natočení volantů za 0,1 s ($v = 20 \text{ km/h}$, $\delta_v = 80^\circ$)

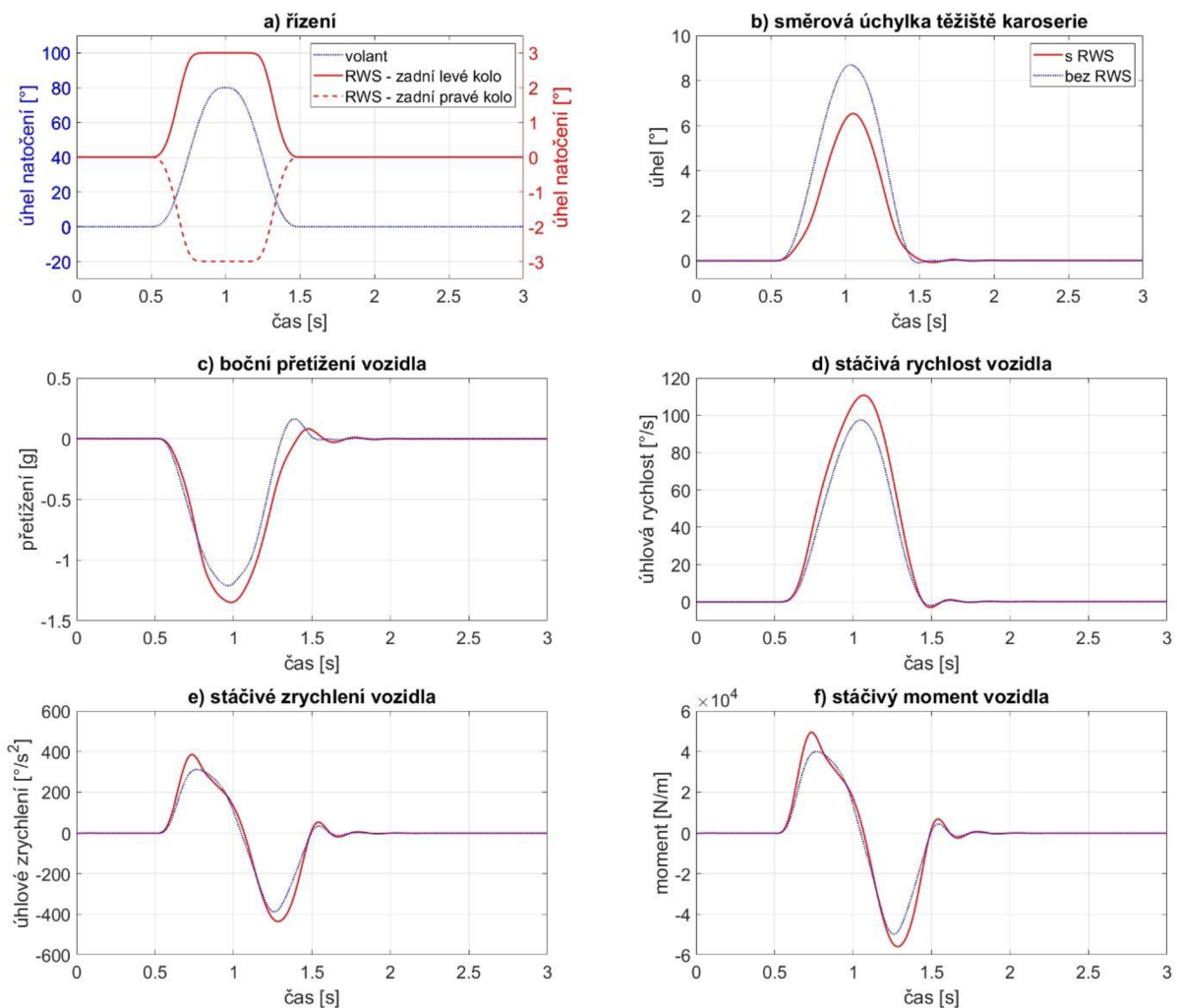


Obr. 88 Odezva přechodových char. na skokové natočení volantů za 0,1 s ($v = 80 \text{ km/h}$, $\delta_v = 12^\circ$)

IMPULS NATOČENÍ VOLANTU

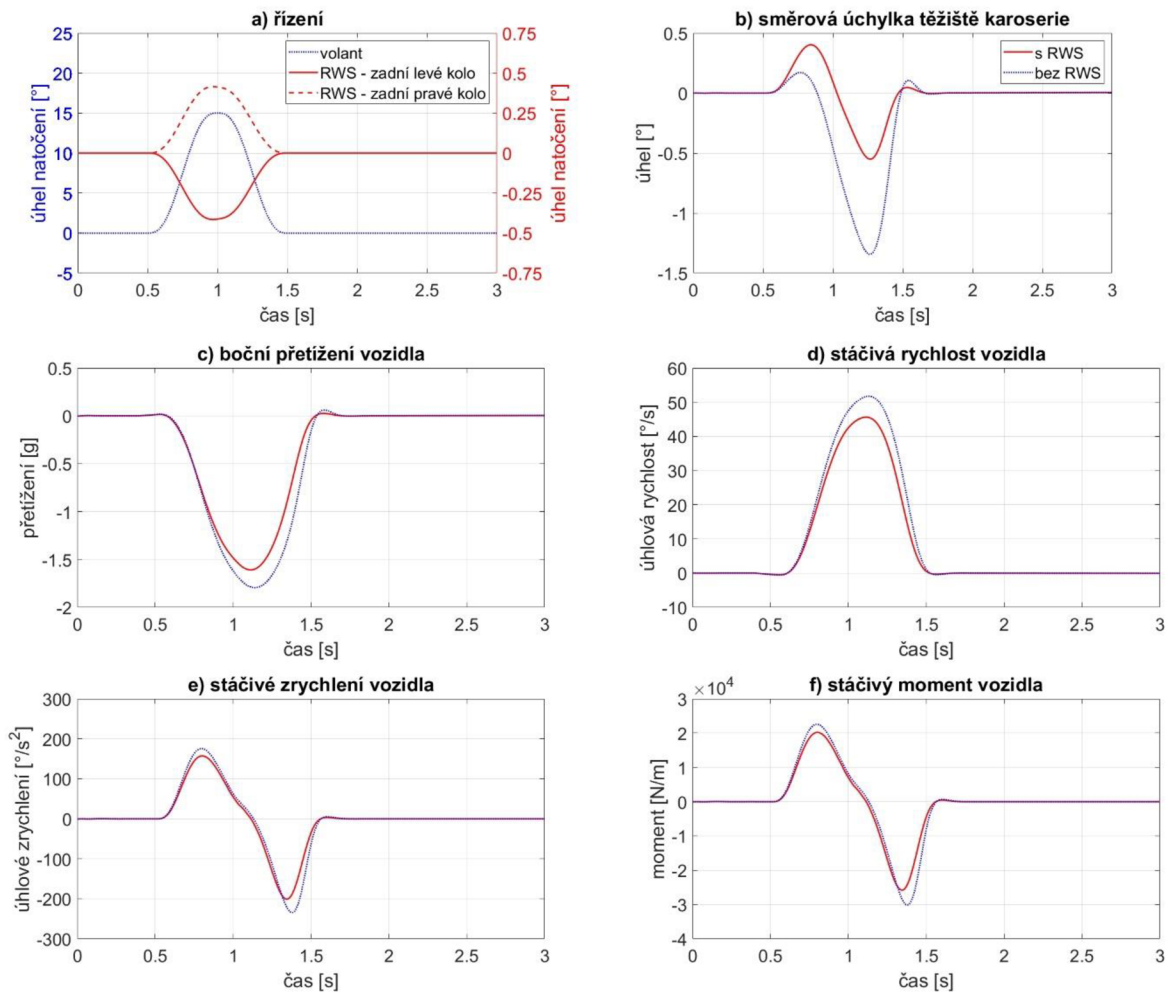
Jedná se o simulaci, kdy je volant plynule natočen na určitou hodnotu, a poté se vrací zpět do nulové polohy. Test můžeme například přirovnat k situaci, kdy vozidlo projíždí zatáčkou.

Podobně jako v předchozím testu provedeme analýzu nejprve v nižší rychlosti 25 km/h s impulsem natočení volantu 80° (přední kola 26°). Ukon zatáčení začíná v čase 0,5 s a délka jeho trvání je 1 s. Za těchto okolností dojde k natočení zadních kol do maximální hodnoty 3° nesouhlasně. Výsledné průběhy jsou vykresleny do grafů na Obr. 89. Můžeme vidět, že chování vozidla se systémem RWS je srovnatelné s předchozím testem. Dochází k navýšení stáčivé rychlosti o **+13,4%** a stáčivého zrychlení o **+23,9%**.



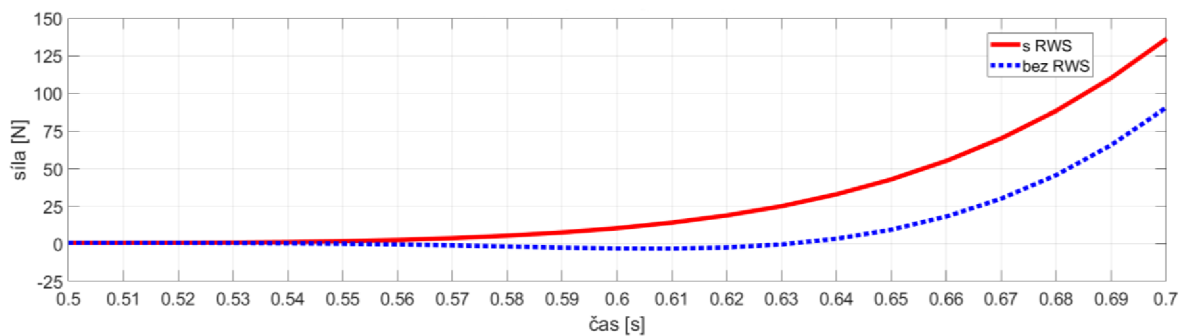
Obr. 89 Přechodové charakteristiky – impuls natočení volantu ($v = 25 \text{ km/h}$, $\delta_v = 80^\circ$)

Nyní zbývá provést stejnou analýzu také pro rychlou jízdu. Vstupními parametry simulace jsou rychlost jízdy 80 km/h a natočení volantu 15° (přední kola 5°). Stejně tak i zde impuls natočení začíná v čase 0,5 s a jeho délka je 1 s. Z navržené 3D mapy řízení vyplývá natočení zadních kol o $0,41^\circ$ souhlasně. Výsledky a porovnání jsou vykresleny na Obr. 90. Z průběhů můžeme opět zjistit změnu ve stáčení vozidla, kdy se vlivem RWS mění stáčivá rychlost o **-11,8%** a stáčivé zrychlení o **-10,5%**.



Obr. 90 Přejížděvací charakteristiky – impuls natočení volantu ($v = 80 \text{ km/h}$, $\delta_v = 15^\circ$)

Po vykreslení průběhů bočních sil můžeme opět určit vliv systému RWS na odezvu jejich vzniku. Na Obr. 91 je zobrazeno porovnání vzniku boční síly na zadní nápravě z předchozí analýzy. Dle simulace pro konvenční řízení bez RWS nastává od chvíle natočení volantu v 0,5 s do objevení kladné boční síly zpoždění **0,13 s**. Při použití systému RWS vychází odezva přibližně o **0,11 s** kratší (**-84,6%**). Jedná se o velmi podobný výsledek jako při předchozí analýze skokového natočení volantu.

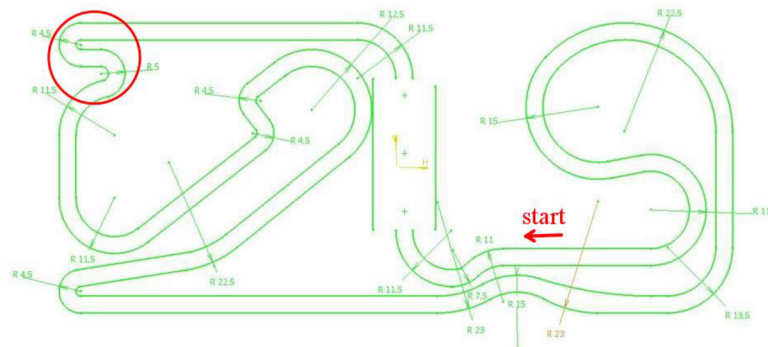


Obr. 91 Odezva na vznik boční síly na pneumatikách zadní nápravy – impuls natočení volantu ($v = 80 \text{ km/h}$, $\delta_v = 15^\circ$)

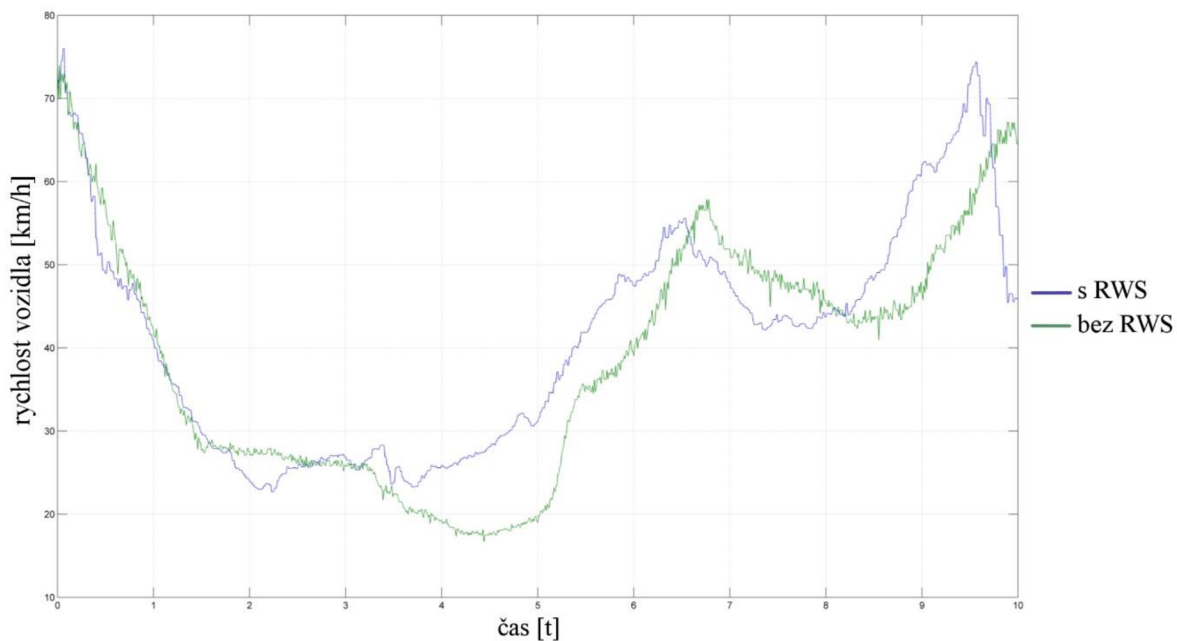
4.3.3 TESTOVÁNÍ – ANALÝZA JÍZDNÍCH DAT

Vzhledem k tomu, že zatím nebylo možné systém otestovat v praxi na vozidle Dragon X, není možné zhodnotit jeho reálný přínos. Avšak v [20] jsou autory zhodnocena data z testování podobného systému RWS na vozidle Formula Student. Jedná se o německý tým Ignition Racing Team Electric. Autoři zde uvádí, že na jejich testovací trati dlouhé 670 m aktivní řízení zadních kol přináší zrychlení do jedné sekundy na kolo.

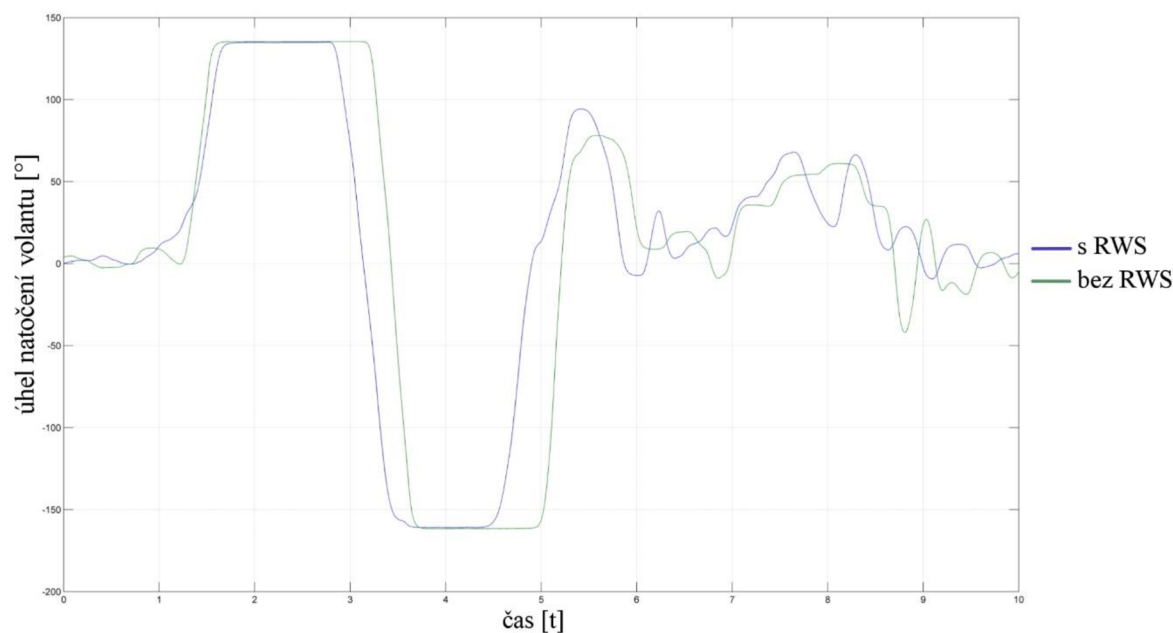
Následující grafy (Obr. 93, Obr. 94, Obr. 95) zobrazují porovnání jízdních dat při zapnutém nebo vypnutém systému RWS. Jedná se o data při průjezdu dvou ostrých zatáček za sebou (viz červená kružnice na Obr. 92). První zatáčka s vnějším poloměrem 4,5 m (což jde o nejostřejší možnou zatáčku dle pravidel FS) následovaná zatáčkou o vnějším poloměru 5 m.



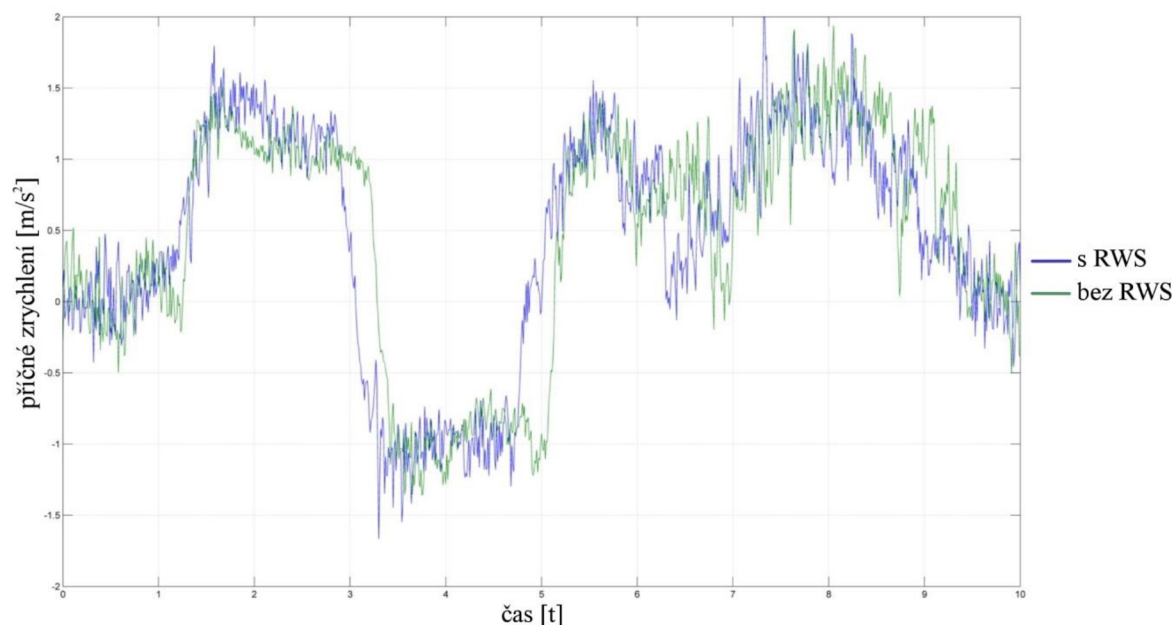
Obr. 92 Testovací trať Ignition Racing Team Electric – červeně označeno místo pro porovnání dat a směr jízdy [20]



Obr. 93 Porovnání okamžité rychlosti vozidla - data z testování Ignition Racing Team Electric [20]



Obr. 94 Porovnání úhlu natočení volantu - data z testování Ignition Racing Team Electric [20]



Obr. 95 Porovnání příčného zrychlení vozidla - data z testování Ignition Racing Team Electric [20]

Dle zpětné vazby řidiče došlo ke snížení sil ve volantu. Řízení je jednodušší, nicméně je potřeba si na daný systém zvyknout. [20]

Vzhledem k tomu, že data nemáme pro podrobnější studii k dispozici, nelze na základě uvedených grafů objektivně posoudit reálný přínos systému. Uvedené průběhy jsou vykresleny v časové doméně, avšak vhodnější by bylo porovnání v závislosti na dráze. Dále je potřeba počítat s tím, že řidiči v soutěži Formula Student nejsou profesionálními závodníky, proto může být problém s konzistencí časů na kolo. K objektivnímu závěru by bylo potřeba porovnat data z většího počtu kol.

ZÁVĚR

Výsledkem práce je konstrukční řešení mechanismu pro aktivní řízení zadní nápravy na vozidle Formula Student. Po zhodnocení různých možností provedení bylo zvoleno řízení každého kola nezávisle na sobě pomocí dvou elektrických aktuátorů vlastní konstrukce, které nahrazují toe rody. Volba a dimenzování jednotlivých komponent byla provedena na základě podrobné analýzy silových působení v mechanismu při různých jízdách stavech. Bezpečnost dílů k meznímu stavu pružnosti byla ověřena pomocí MKP. Vzhledem k malému zatížení vychází některé komponenty předdimenzované. Avšak limitujícím faktorem k dalšímu odlehčování byla ve většině případů už velmi tenká stěna součásti či vyrobiteľnost.

Navržený aktuátor (Obr. 96) dosahuje hmotnosti 582 g. V porovnání s konvenčním provedením pomocí toe rodu se jedná o navýšení hmotnosti o 411% a neodpružené hmoty o 282%. Dohromady lze předpokládat celkovou hmotnost systému včetně elektroniky a kabeláže do 2 kg. Koncept řešení umožňuje jednoduchou zaměnitelnost aktuátorů s toe rody, čímž bylo dosaženo minimálního dopadu na zbylé komponenty vozidla. Zároveň je aktuátor konstruován tak, aby jej bylo možné využívat bez větších úprav i v dalších letech na novějších vozidlech.

Dále byla navržena řídicí funkce systému, jejíž cílem je kompenzovat směrovou úchylku těžiště vozidla. Řízení je realizováno v závislosti na rychlosti jízdy a úhlu natočení volantu.

Vlivem natočení zadních kol dochází ke změně poloměru zatáčení vozidla. Dalo by se říct, že se "virtuálně" mění rozvor náprav. Při nesouhlasném natočení dochází na vozidle Dragon X k redukcí poloměru zatáčení až o 6,27%. Při souhlasném se naopak zvětšuje o maximálně až 10,28%. Avšak změna poloměru zatáčení není v případě sportovních vozů tím hlavním důvodem použití. Největší síla systémů RWS přichází právě v tranzientních stavech, kdy dochází k redukcí odezvy na vznik bočních sil na pneumatikách zadní nápravy, čímž se mění také rychlost vzniku stáčívé rychlosti a bočního zrychlení vozidla. Simulacemi navržené funkce byla v podstatě potvrzena teorie. Jediným způsobem, jak změnit směrovou úchylku na pneumatikách zadní nápravy, respektive vytvořit boční sílu v zatáčce, je při natočení karoserie (úhel směrové úchylky těžiště). Díky RWS jsme schopni tuto úchylku karoserie nahradit natočením zadních kol. Výsledkem je, že boční síla na zadních kolech vzniká téměř současně s koly předními (odezva jejího vzniku se zkrátí o více než 80%). Z provedených analýz v nízké rychlosti bylo zjištěno navýšení stáčívé rychlosti až o 13,4% a stáčívého zrychlení o 28%. V pomalé rychlosti bylo dosaženo snížení těchto veličin (stáčívá rychlost o 12,4% a zrychlení o 12,8%).

Simulacemi byla navíc potvrzena teorie o důležitosti tuhosti zadní nápravy z pohledu stáčení a stability vozidla. I pouhá změna sbíhavosti zadních kol v rámci desetin stupňů může znamenat zásadní změnu v chování vozidla, zejména potom ve vysokých rychlostech. Rozsah natočení pouze o $\pm 3^\circ$ se může na první pohled zdát velmi málo, avšak na základě simulací můžeme prohlásit, že je zcela dostačující. Jelikož boční síla na pneumatice působí vzhledem k těžišti vozidla na delší vzdálenosti, než tomu je u podélné síly, má její malá změna velký dopad na změnu stáčení. Právě proto jsou systémy s aktivním řízením nejučinnější z pohledu vzniku přídatného stáčívého momentu [12].

Prostor pro zlepšení systému RWS vidím hlavně v další optimalizaci navržené řídicí funkce. Zcela určitě ještě nebylo dosaženo maximálního potenciálu, který řízení kol zadní nápravy nabízí. Jedním z dalších možných postupů v tomto směru navrhuji zahrnutí rychlosti natočení volantu, aby došlo ke kompenzaci směrové úchylky také v tranzientním stavu. Nebo dále řízení

realizovat na základě měření rychlosti stáčení vozidla. Nezávislé natáčení kol otevírá dveře dalším možnostem. Jednou z nich je v zatáčkách natáčet vždy jen vnější kolo a vnitřní ponechat v neutrální poloze. Toto řešení by mělo přinést menší spotřebu energie a rychlejší reakci systému. Další variantou je při tvrdém brzdění v přímém směru natáčet zadní kola do sbíhavosti, a tím zvyšovat stabilitu. Vhodné by bylo do řízení zahrnout také vliv změny sbíhavosti vlivem deformace nápravy. Právě už jen samotná kompenzace deformace může mít velmi pozitivní vliv na stabilitu vozidla. V neposlední řadě řízení zadních kol nabízí vývoj aktivního stabilizačního systému.



Obr. 96 Sestava aktuátoru zadního řízení

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [2] WAN, Mark. AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL. *AutoZine* [online]. [cit. 2020-03-25]. Dostupné z: https://www.autozine.org/technical_school/traction/Steering_3.html
- [3] Formula Student Germany. *International Design Competition* [online]. Langenhagen, Germany [cit. 2020-03-25]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/>
- [4] Formula Student Germany. *Formula Student - World Ranking Lists* [online]. Langenhagen, Germany, 2020 [cit. 2020-03-25]. Dostupné z: <https://fs-world.org/>
- [5] SAE International. *Formula SAE* [online]. [cit. 2020-03-25]. Dostupné z: <http://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>
- [6] Maru. In: © *Formula Student Germany* [online]. Hockenheim, 8. 8. 2019 [cit. 2020-03-25]. Dostupné z: <https://media.formulastudent.de/2019/Hockenheim/Panoramic-Picture/i-hxz64pG>
- [7] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0026-9.
- [8] GILLESPIE, Thomas D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 1-56091-199-9.
- [9] MELMAN, Timo, Joost DE WINTER, Xavier MOUTON, Adriana TAPUS a David ABBINK. How do driving modes affect the vehicle's dynamic behaviour? Comparing Renault's Multi-Sense sport and comfort modes during on-road naturalistic driving. In: *Vehicle System Dynamics* [online]. s. 1-19 [cit. 2020-04-25]. DOI: 10.1080/00423114.2019.1693049. ISSN 0042-3114. Dostupné z: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/00423114.2019.1693049>
- [10] ALLWRIGHT, Joshua. Four Wheel Steering (4WS) on a Formula Student Racing Car. In: *SAE-A Vehicle Technology Engineer - Journal* [online]. 2015, 1(1) [cit. 2020-04-25]. DOI: 10.7790/vte-j.v1i1.5. ISSN 2206-138X. Dostupné z: <http://journals.sfu.ca/vte-j/index.php/vte-j/article/view/5>
- [11] BLAŤÁK, Ondřej. *Motorová vozidla - koncepce vozidel*. Brno.
- [12] GROENENDIJK, M.J.P. *Improving Vehicle Handling Behaviour with ActiveToe-control*. Eindhoven, 2009. Master's thesis. Eindhoven University of Technology. Vedoucí práce Prof. Dr. H. Nijmeijer.
- [13] Steering. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation [cit. 2020-04-25]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Steering>
- [14] *Porsche* [online]. © 2020 Porsche Inter Auto CZ spol. s r.o. [cit. 2020-04-25]. Dostupné z: <https://auto.porsche.cz/>

- [15] AKC® - Active Kinematics Control. In: *ZF* [online]. ZF Friedrichshafen [cit. 2020-04-08]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/en/cars/products_29123.html
- [16] NICK D. 1988 Peugeot 405 T16 GR Pikes Peak. In: *Supercars.net* [online]. 2016 [cit. 2020-04-22]. Dostupné z: <https://www.supercars.net/blog/1988-peugeot-405-t16-gr-pikes-peak/>
- [17] *Pikes Peak International Hill Climb* [online]. Colorado Springs [cit. 2020-04-22]. Dostupné z: <http://ppihc.org/competitors/>
- [18] COLLANTINE, Keith. Banned: Four-wheel steering. In: *RaceFans* [online]. © 2020 Collantine Media, 2007 [cit. 2020-04-22]. Dostupné z: <https://www.racefans.net/2007/03/22/banned-four-wheel-steering/>
- [19] *TU Graz Racing team* [online]. Graz [cit. 2020-04-25]. Dostupné z: <https://racing.tugraz.at/en/>
- [20] IGNITION RACING TEAM ELECTRIC. FSG Academy 20151024 Daimler AG Sindelfinger. In: *Formula Student Germany* [online]. 2015 [cit. 2020-04-14]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/academy/20151024-daimler-sindelfingen/>
- [21] *Ignition Racing Team electric* [online]. Osnabrück, Německo [cit. 2020-04-25]. Dostupné z: <https://www.irt-electric.de/>
- [22] Rear axle steering. In: *Bosch Mobility Solutions* [online]. Bosch Group [cit. 2020-04-08]. Dostupné z: <https://www.bosch-mobility-solutions.com/en/products-and-services/commercial-vehicles/steering-systems/hydraulic-and-electrohydraulic-steering-systems/rear-axle-steering/>
- [23] Linear Actuator Basics - How does a Linear Actuator work? In: *Firgelli Automations* [online]. Surrey, Canada, 19. 7. 2019 [cit. 2020-04-14]. Dostupné z: <https://www.firgelliauto.com/blogs/news/how-does-a-linear-actuator-work>
- [24] Classic Rod Linear Actuators. In: *Firgelli Automations* [online]. Surrey, Canada [cit. 2020-04-14]. Dostupné z: <https://www.firgelliauto.ca/products/light-duty-rod-actuator>
- [25] Volba kuličkových šroubů. In: *MM Průmyslové spektrum* [online]. Praha: MM publishing [cit. 2020-04-13]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/volba-kulikovyh-sroubu.html>
- [26] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [27] Trapézové šrouby z oceli. In: *T.E.A. TECHNIK* [online]. Popůvky u Brna: T.E.A. TECHNIK [cit. 2020-04-13]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/trapezove-srouby-1/>
- [28] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race Car Vehicle Dynamics*. 2nd edition. Warrendale: SAE International, 1995. ISBN 1-56091-526-9.

- [29] Dragster Tire Technology. In: *Challenger talk* [online]. Toronto, Canada, 2020 [cit. 2020-04-01]. Dostupné z: <https://www.caranddriver.com/features/columns/a26089565/drag-racing-tires-explainer/>
- [30] Continental Formula Student Tire: Competition Tire 2019 (C19) – Documentation. Hannover, Německo, 2019.
- [31] OPTIMUMG. *Tech Tip: Steering geometry* [online]. In: . s. 1 [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: <https://www.yumpu.com/en/document/read/33850629/tech-tip-steering-geometry-optimung>
- [32] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [33] *Maxon Group* [online]. Switzerland: maxon motor ag 2020 [cit. 2020-05-09]. Dostupné z: <https://www.maxongroup.com>
- [34] HOUFEK, Lubomír. *Dynamika - dynamika soustav tuhých těles*. Brno.
- [35] *SKF* [online]. [cit. 2020-05-12]. Dostupné z: <https://www.skf.com>
- [36] 25CrMo4. *European Steel and Alloy Grades / Numbers Searchable Database* [online]. National Technical University KhPI [cit. 2020-06-02]. Dostupné z: http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=332
- [37] Stress Concentration Factor Finder. *ALTAIR eFatigue* [online]. [cit. 2020-06-02]. Dostupné z: <https://www.efatigue.com/constantamplitude/stressconcentration/>
- [38] CUSN6 / CUSN8. *Lagermetall AB* [online]. Sweden [cit. 2020-06-2]. Dostupné z: <https://www.lagermetall.se/en/produkt/fosfortennbrons-cusn6cusn8/>
- [39] *Plasty - mechanické vlastnosti. E-konstruktor* [online]. [cit. 2020-05-20]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/plasty-mechanicke-vlastnosti>
- [40] *ALFUN* [online]. [cit. 2020-06-2]. Dostupné z: <http://www.alfun.cz/>
- [41] LEE, Sang-Ho, Un-Koo LEE, Sung-Kyu HA a Chang-Soo HAN. Four-Wheel Independent Steering (4WIS) System for Vehicle Handling Improvement by Active Rear Toe Control. *JSME International Journal Series C* [online]. 1999, **42**(4), 947-956 [cit. 2020-06-5]. DOI: 10.1299/jsmec.42.947. ISSN 1347-538X. Dostupné z: <http://joi.jlc.jst.go.jp/JST.Journalarchive/jsmec1997/42.947?from=CrossRef>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$2WS$	[-]	„Two Wheel Steering“
$4WIS$	[-]	„Four Wheel Independent Steering“
$4WS$	[-]	„Four Wheel Steering“
ABS	[-]	„Anti-lock Braking System“
ARS	[-]	„Active Rear Steering“
ASR	[-]	„Anti Skid Regulation“
a_x	[m·s ²]	podélné zrychlení
a_{x_acc}	[m·s ²]	podélné zrychlení vozidla při akceleraci
a_{x_brk}	[m·s ²]	podélné zrychlení vozidla při przdění
$a_{x_k_acc}$	[m·s ²]	podélné zrychlení vozidla při výjezdu ze zatáčky
$a_{x_k_brk}$	[m·s ²]	podélné zrychlení vozidla při nájezdu do zatáčky
a_y	[m·s ²]	příčné zrychlení
$a_{y_k_acc}$	[m·s ²]	příčné zrychlení vozidla při výjezdu ze zatáčky
$a_{y_k_brk}$	[m·s ²]	příčné zrychlení vozidla při nájezdu do zatáčky
a_{y_lat}	[m·s ²]	příčné zrychlení při průjezdu zatáčkou
b_d	[mm]	šířka pera
C	[kN]	dynamická únosnost ložiska
C_o	[kN]	statická únosnost ložiska
C_{ap}	[N/rad]	stáčivá tuhost obou předních pneumatik
C_{az}	[N/rad]	stáčivá tuhost obou zadních pneumatik
d	[m]	poloměr rejdu kola
d_d	[mm]	průměr, na kterém se nachází střed boku drážky
d_s	[m]	průměr šroubu
d_{s_min}	[mm]	průměr pohybového šroubu v místě výběhu trapézového závitu
d_{s2}	[m]	střední průměr pohybového šroubu
E_k	[J]	kinetická energie soustavy řízení
ESP	[-]	„Electronic Stability Program“
f	[-]	koeficient tření mezi závitem pohybového šroubu a matice
F_d	[N]	síla na středu boku drážky v hřídeli
F_i	[N]	síla předpětí šroubu
$F_{o_0,5}$	[N]	ovládací síla v ose pohybového šroubu připadající ovládacímu momentu
F_r	[N]	síla v ose tyče řízení

F_{r_max}	[N]	síla v řízení od maximálního zatížení z výpočtu
F_x	[N]	podélná síla na pneumatice
F_y	[N]	příčná síla na pneumatice
F_z	[N]	normálové zatížení kola
F_{za}	[N]	aerodynamická přitlačná síla při rychlosti 60 km/h
F_{z_l}	[N]	normálová síla na levém zadním kole
F_{z_r}	[N]	normálová síla na pravém zadním kole
FS	[-]	Formula Student
g	[m·s ²]	gravitační zrychlení
H_1	[mm]	nosná výška profilu závitu matice
i	[-]	převodový poměr mezi natočením volantu a předního kola
I_2	[kg/m ²]	moment setrvačnosti motoru s převodovkou
I_3	[kg/m ²]	moment setrvačnosti pohybového šroubu
I_5	[kg/m ²]	moment setrvačnosti sestavy kola
K	[-]	součinitel utahovacího momentu
K_f	[Nm/°]	klopná tuhost přední nápravy
k_{MSU}	[-]	bezpečnost k meznímu stavu únavy
k_l	[-]	statická bezpečnost ložiska
K_r	[Nm/°]	klopná tuhost zadní nápravy
K_{β_stat}	[-]	koeficient řízení pro stacionární kompenzaci směrové úchytky těžiště
l	[m]	rozvor náprav
L_{10}	[h]	základní trvanlivost ložiska
l_d	[mm]	délka pera
l_p	[m]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
l_z	[m]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
m	[kg]	hmotnost vozidla s řidičem
m_4	[kg]	hmotnost posuvné části aktuátoru
M_a	[Nm]	vratný moment pneumatiky
MKP	[-]	Metoda Konečných Prvků
MSP	[-]	Mezní Stav Pružnosti
MSU	[-]	Mezní Stav Únavy
M_o	[Nm]	ovládací moment aktuátoru
M_{pitch}	[Nm]	klopný moment kolem příčné osy

M_{roll}	[Nm]	klopný moment kolem podélné osy
M_{sp}	[Nm]	moment pohybového šroubu pro spouštění břemene
$M_{sp_{max}}$	[Nm]	spouštěcí moment pohyb. šroubu pro maximální zatížení v řízení
M_t	[Nm]	třecí moment v matici
M_{ut}	[Nm]	utahovací moment šroubu
M_v	[Nm]	vratný moment kola vzhledem k rejdové ose – součet momentů
M_{v_a}	[Nm]	moment okolo rejdové osy od vratného momentu pneumatiky
$M_{v_{lat}}$	[Nm]	moment okolo rejdové osy od příčné síly
$M_{v_{lat_u}}$	[Nm]	moment okolo rejdové osy od příčné síly – upravený vzorec
$M_{v_{long}}$	[Nm]	moment okolo rejdové osy od podélné síly
$M_{v_{long_u}}$	[Nm]	moment okolo rejdové osy od podélné síly – upravený vzorec
$M_{v_n_{lat}}$	[Nm]	moment okolo rejdové osy od normál. zatížení kola vlivem příklonu
$M_{v_n_{long}}$	[Nm]	moment okolo rejdové osy od normál. zatížení kola vlivem záklonu
M_{zv}	[Nm]	moment pohybového šroubu pro zvedání břemene
$M_{zv_{max}}$	[Nm]	zvedací moment pohyb. šroubu pro maximální zatížení v řízení
n_k	[m]	závlek statický
$n_{k_{in}}$	[m]	závlek kola při natočení $+3^\circ$
$n_{k_{out}}$	[m]	závlek kola při natočení -3°
n_{max}	[min^{-1}]	maximální otáčky motoru
n_z	[-]	počet závitů matice v záběru
P_h	[m]	stoupání pohybového šroubu
p_m	[MPa]	tlak v závitech matice pohybového šroubu
p_p	[MPa]	tlak na bod drážky v krytu aktuátoru
q	[-]	zobecněná souřadnice
r	[m]	poloměr kola
R_l	[m]	zatížený poloměr kola
R_m	[MPa]	mez pevnosti
r_r	[mm]	kolmá vzdálenost od rejdové osy k bodu uchycení tyče řízení
RWS	[-]	„Rear Wheel Steering“
S_d	[mm^2]	plocha boku drážky ve styku s perem
SR	[%]	skluz pneumatiky
t	[m]	rozchod kol
t_d	[mm]	hloubka drážky pro pero v hřídeli

t_f	[m]	rozchod kol přední nápravy
t_r	[m]	rozchod kol zadní nápravy
TV	[-]	„Torque Vectoring“
v	[m/s]	rychlost vozidla
v_4	[m/s]	rychlost vysunutí aktuátoru
v_5	[m/s]	obvodová rychlost rotace kola kolem rejdové osy
W	[W]	výkon soustavy řízení
α	[°]	vrcholový úhel profilu závitu pohybového šroubu
α_r	[°]	úhel mezi normálou k rovině těhlice a osou tyče řízení
α_2	[rad/s ²]	úhlové zrychlení motoru
α_3	[rad/s ²]	úhlové zrychlení pohybového šroubu
α_5	[rad/s ²]	úhlové zrychlení rotace kola kolem rejdové osy
α_σ	[-]	součinitel koncentrace napětí pro tah/tlak
α_τ	[-]	součinitel koncentrace napětí pro krut
β_σ	[-]	součinitel vrubové citlivosti pro normálové napětí
β_τ	[-]	součinitel vrubové citlivosti pro tečné napětí
γ	[°]	statický odklon kola
δ_p	[°]	úhel natočení předních kol
δ_v	[°]	úhel natočení volantů
δ_z	[°]	úhel natočení zadních kol
δ_{z_in}	[°]	zatočení zadního kola do sbíhavosti
δ_{z_out}	[°]	zatočení zadního kola do rozbíhavosti
ΔW_{lat}	[N]	celková změna svislého zatížení kol v příčném směru
ΔW_{lat_f}	[N]	změna svislého zatížení na kolech přední nápravy
ΔW_{lat_r}	[N]	změna svislého zatížení na kolech zadní nápravy
ΔW_{long}	[N]	celková změna svislého zatížení kol v podélném směru
θ_{roll}	[°]	klopení karoserie kolem podélné osy
λ	[°]	příklon rejdové osy
ν	[°]	záklon rejdové osy
ρ_a	[-]	rozložení přitlačné síly na přední nápravu
ρ_m	[-]	rozložení hmotnosti na přední nápravu
σ_{a_red}	[MPa]	amplituda redukovaného napětí
σ_{m_red}	[MPa]	střední hodnota redukovaného napětí

σ_{nom}	[MPa]	nominální normálové napětí
σ_C	[MPa]	mez únavy
σ'_C	[MPa]	korigovaná mez únavy
τ_{nom}	[MPa]	nominální tečné napětí
Ω	[rad/s]	úhlová rychlost kola
ω_2	[rad/s]	úhlová rychlost motoru
$\omega_{2_{max}}$	[rad/s]	maximální úhlová rychlost motoru
ω_3	[rad/s]	úhlová rychlost pohybového šroubu
ω_5	[rad/s]	úhlová rychlost sestavy kola