



FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

DISERTAČNÍ PRÁCE

k získání akademického titulu doktor
v doktorském studijním programu: P2301 Strojní inženýrství
studijním oboru: Stavba strojů a zřízení

Snižování vlivu přetáčivosti a nedotáčivosti automobilu pomocí aktivních prvků podvozku

Autor: **Ing. Martin VLČEK**

Školitel: **Doc. Ing. Ladislav NĚMEC, CSc.**

Plzeň, 2013

PROHLÁŠENÍ O AUTORSTVÍ

Předkládám tímto k posouzení disertační práci, jejíž téma je „Snižování vlivu přetáčivosti a nedotáčivosti automobilu pomocí aktivních prvků podvozku“.

Tato práce je koncipována dle požadavků Studijního a zkušebního řádu Západočeské univerzity v Plzni, tj. obsahuje zejména shrnutí a zhodnocení poznatků ve studované oblasti a seznam souvisejících publikací.

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

V Plzni dne:

Podpis

UPOZORNĚNÍ

Podle Zákona o právu autorském, č.121/2000 Sb. § 12-17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků disertační práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěl poděkovat všem, kteří mi pomáhali při tvorbě této disertační práce. Velké díky patří především mému školiteli Doc. Ing. Ladislavu Němcovi, CSc., který mi vždy ochotně pomáhal při řešení dílčích problémů a umožnil zdárné dokončení práce.



INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

Tato práce vznikla za podpory projektu č. CZ.1.07/2.3.00/09.0086
Podpora VaV a vzdělávání pro VaV v oblasti mechatroniky silničních vozidel

Tento projekt je spolufinancován
Evropským sociálním fondem a státním rozpočtem České republiky

ANOTACE

Disertační práce se zabývá nalezením vlastního efektivního řešení, jež umožní snižování vlivu přetáčivosti a nedotáčivosti automobilu za pomoci aktivních prvků podvozku. Pod pojmem snižování vlivu přetáčivosti a nedotáčivosti rozumíme snahu zlepšit směrovou stabilitu vozidla, zejména při průjezdu zatáčkou. Jinými slovy, jedná se o snahu zachovat nebo obnovit požadovaný směr pohybu automobilu, především v krizových jízdních situacích.

Ke zlepšení směrové stability navržené řešení využívá nezávislé směrové natáčení kol na přední nápravě. Směrového natáčení předních kol, vycházející z Ackermannovy teorie, má za úkol dosažení správného postavení kol do rejdu při průjezdu zatáčkou. Pozitivní vliv tohoto řešení na jízdní chování automobilu je ověřen za pomoci simulací v programu MD Adams Car 2011. K tomuto účelu byl v programu Adams Car vyvinut model malého osobního automobilu měnící nezávisle směrové natočení předních kol v závislosti na hodnotách získaných ze snímačů bočního zrychlení, rychlosti vozidla a aktuálního úhlu natočení předních kol.

V rámci disertační práce bylo vyvinuto také devět konstrukčních provedení, která mohou realizovat zmíněné nezávislé směrové natáčení předních kol. Pravděpodobně nejvhodnějším řešením je návrh využívající ke změně vzájemného směrového natočení předních kol cíleně natáčené matice s levým a pravým závitem vložené mezi hřeben řízení a spojovací tyče řízení.

Tato práce shrnuje také řadu existujících řešení, která snižují vliv přetáčivosti a nedotáčivosti automobilů a snaží se vysvětlit jejich princip. Navržené technické řešení tak může být doplněním těchto řešení a může dále přispívat ke zvýšení aktivní bezpečnosti vozidel.

K ověření správnosti softwarového modelu automobilu v programu Adams Car je součástí disertační práce také matematický model statické říditelnosti, tedy model průjezdu zatáčkou o konstantním poloměru s ustálenou rychlostí. Spolu s vysvětlením základních pojmů tak tvoří disertační práce základ pro snazší pochopení dané problematiky.

SUMMARY

This Ph.D. thesis is focused on finding an effective solution that will reduce car oversteer and understeer effects using an active chassis elements. The reducing cars oversteer and understeer means an effort to improve car driving stability especially during cornering. In other words, it is an effort to keep or renew required car moving direction, especially in critical driving situations.

The proposed solution uses an independent steering movement on the both front wheels to improve car driving stability. The task of the proposed solution based on the Ackermann theory is to achieve the correct wheels steering position during cornering. The positive car driving effect of this solution is verified using simulations in the MD Adams Car 2011. The model of a small passenger car changing steering angle on the front wheels independently was developed in this program. The steering angle on the front wheels is controlled by the values obtained from the lateral acceleration sensor, vehicle speed sensor and angle sensors on the front wheels.

Nine design concepts were developed in this Ph.D. thesis for changing steering angles on the front wheels independently. Probably the best design concept uses rotated nuts with left hand and right hand thread inserted between the steering rack and steering tie rods for changing steering angles on the front wheels.

This thesis summarizes also variety existing solutions that reduce car oversteer and understeer effects and try to explain their principles. The proposed technical solution can supplement the existing solutions and it can also contribute to improve the vehicle active safety.

The verification of the software car model in the MD Adams Car 2011 by a mathematical model of a steady state handling is also part of the Ph.D. thesis. The model of the steady state handling means the model of constant radius cornering with a steady speed. These facts together with the explanation of basic terms in this Ph.D. thesis make a suitable base for easier understanding of this issue.

OBSAH

ANOTACE.....	IV
SUMMARY.....	V
OBSAH	VI
SEZNAM PŘÍLOH.....	VII
SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A ZKRATEK.....	VIII
1. Úvod	1
2. Cíle práce.....	1
3. Vysvětlení pojmů.....	2
4. Silové účinky.....	7
5. Současné technické způsoby snižování vlivu přetáčivosti a nedotáčivosti.....	8
5.1. Pasivní prvky	8
5.2. Aktivní prvky	10
6. Vlastní návrhy řešení snižujících vliv přetáčivosti a nedotáčivosti.....	15
7. Porovnání a hodnocení vybraných technických řešení.....	15
8. Řešení matematického modelu statické říditelnosti	18
8.1. Svislé zatížení jednotlivých kol	22
8.2. Boční vodící síly a vratné momenty kol.....	32
8.3. Závislost směrových úchylek, odklonu kol a natočení řízených kol	42
8.4. Jízdní odpory.....	48
8.5. Zhodnocení matematického modelu statické říditelnosti	49
8.6. Získané výsledky matematického modelu statické říditelnosti.....	51
9. Softwarový model automobilu.....	55
9.1. Sestava modelu automobilu a jeho subsystémy	55
9.2. Porovnání softwarového a matematického modelu automobilu	61
10. Návrh technického řešení pro snížení vlivu přetáčivosti a nedotáčivosti	65
10.1. Verifikace navrženého technického řešení.....	68
10.2. Návrh a výběr konstrukčních provedení technického řešení	74
10.3. Detailní zpracování vybraného konstrukčních návrhu	81
10.4. Návrh hlavních rozměrů a pohonu akčního členu vybraného konstrukčního řešení	85

11.	Míra naplnění stanovených cílů disertační práce.....	93
12.	Závěr	94
13.	Použitá literatura	96
14.	Použitý software	98
15.	Seznam publikovaných prací disertanta.....	98

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA č. 1 - Porovnání směrového chování automobilu při průjezdu zatáčkou.....	P-1
PŘÍLOHA č. 2 - Možnosti zlepšení přenosu sil mezi kolem a vozovkou	P-3
PŘÍLOHA č. 3 - Multikriteriální hodnocení hlavní funkce.....	P-5
PŘÍLOHA č. 4 - Morfologická matice k vybraným funkcím technických systémů.....	P-8
PŘÍLOHA č. 5 - Hierarchické funkční stromy sedmi vybraných technických řešení.....	P-10
PŘÍLOHA č. 6 - Funkční struktury sedmi vybraných technických řešení.....	P-18
PŘÍLOHA č. 7 – Bilance použitých veličin pro řešení matematického modelu statické říditelnosti	P-26
PŘÍLOHA č. 8 – Zvolené parametry matematického modelu statické říditelnosti	P-30
PŘÍLOHA č. 9 – Výsledky provedených simulací statické říditelnosti	P-34
PŘÍLOHA č. 10 – Výsledky provedených simulací vyhýbacího manévru.....	P-38
PŘÍLOHA č. 11 – Výsledky provedených simulací pro sinusový pohyb volantu.....	P-41
PŘÍLOHA č. 12 – Výsledky provedených simulací pro skokové natočení volantu	P-44
PŘÍLOHA č. 13 – Výsledky provedených simulací jízdy ve smyku	P-47
PŘÍLOHA č. 14 – Multikriteriální hodnocení navržených konstrukčních řešení pro nezávislé směrové natáčení kol na přední nápravě	P-50
PŘÍLOHA č. 15 – Renderová vizualizace vybraného konstrukčního řešení pro nezávislé směrové natáčení kol na přední nápravě	P-52

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A ZKRATEK

0		vztažný bod působení aerodynamických účinků
A	[N]	celková vztlaková síla
A _P	[N]	vztlaková síla působící v místě přední nápravy
A _Z	[N]	vztlaková síla působící v místě zadní nápravy
a	[m] / [m/s ²]	vzdálenost osy hřebenu řízení od osy přední nápravy / podélné zrychlení automobilu
a _y	[m/s ²]	boční (dostředivé) zrychlení
a _{Zmax}	[m/s ²]	max. brzdné zpomalení
α	[°], [rad]	celkový úhel směrové úchylky
α	[°]	úhel profilu ozubení / úhel záběru
α _P	[°], [rad]	úhel směrové úchylky pro přední nápravu
α _Z	[°], [rad]	úhel směrové úchylky pro zadní nápravu
α _{P1}	[°], [rad]	úhel směrové úchylky pro vnitřní přední kolo
α _{Z1}	[°], [rad]	úhel směrové úchylky pro vnitřní zadní kolo
α _{P2}	[°], [rad]	úhel směrové úchylky pro vnější přední kolo
α _{Z2}	[°], [rad]	úhel směrové úchylky pro vnější zadní kolo
b	[mm]	šířka ozubení
β	[°]	vrcholový úhel závitů
β _P	[°], [rad]	úhel rejdu předních kol (nápravy)
β _{P0}	[°], [rad]	Ackermannův úhel rejdu
β _{P1}	[°], [rad]	úhel rejdu vnitřního předního kola
β _{P2}	[°], [rad]	úhel rejdu vnějšího předního kola
β _{P(γmin)}	[°], [rad]	úhel natočení kola v poloze nejmenšího odklonu kola
β _v *	[°], [rad]	úhel natočení volantu
C		tlakový aerodynamický střed
C _{az}	[N/rad]	směrová tuhost zadní nápravy
C' _{ap}	[N/rad]	směrová tuhost přední nápravy
C _P	[N.m/°]	klopná tuhost přední nápravy
C _Z	[N.m/°]	klopná tuhost zadní nápravy
C _S	[N.m/°], [N.m]	klopná tuhost vyvolaná příčným stabilizátorem
c*	[-]	jednotková radiální vůle ozubení
c _P	[N/m]	tuhost pružiny přední nápravy
c _Z	[N/m]	tuhost pružiny zadní nápravy
c _{KP}	[N/m]	celková tuhost odpružení kola přední nápravy
c _{KZ}	[N/m]	celková tuhost odpružení kola zadní nápravy
c _{ZKs}	[N.m/°]	zkрутná tuhost stabilizátoru
c _ř	[N.m/°]	tuhost řízení
c _A	[-]	součinitel vztlaku
c _{Mo}	[-]	součinitel klonivého momentu
c _X	[-]	(čelní) součinitel odporu vzduchu
d	[mm]	průměr roztečné kružnice ozubení
d _a	[mm]	průměr hlavové kružnice ozubení
d _f	[mm]	průměr patní kružnice ozubení

ΔF_C	[N]	změna zatížení pružiny vlivem změny svislého zatížení kola
Δh_C	[m]	změna délky pružiny vlivem změny svislého zatížení kola
Δh_K	[m]	změna svislé výchylky kola vlivem změny svislého zatížení kola
$\Delta h'_K$	[m]	změna výchylky kola ve směru vektoru pohybu vlivem změny svislého zatížení kola
ΔZ_P	[N]	změna svislého zatížení přední nápravy vlivem klopení
ΔZ_Z	[N]	změna svislého zatížení zadní nápravy vlivem klopení
δ	[-]	součinitel vlivu rotačních hmot
δ_{Pi}	[°]	odklon předního kola způsobený propružením
F_{Bmax}	[N]	maximální brzdná síla
F_O	[N]	dostředivá / odstředivá síla
$F_{O'}$	[N]	dostředivá / odstředivá síla působící na karoserii
$F_{OP''}$	[N]	dostředivá / odstředivá síla působící na přední nápravu
$F_{OZ''}$	[N]	dostředivá / odstředivá síla působící na zadní nápravu
f	[-]	součinitel odporu valení kol
f_Z	[-]	součinitel tření v závitech
φ	[°]	úhel natočení kliky zadní nápravy v podélné rovině automobilu / úhel stoupání vozovky
φ'	[°]	třecí úhel
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
γ	[°]	úhel stoupání šneku
γ_{Pi}	[°]	okamžitý odklon předního kola (vliv klopení karoserie)
γ_{Pst}	[°]	statický odklon předního kola (od vlastní hmotnosti)
γ_{Zi}	[°]	okamžitý odklon zadního kola (vliv klopení karoserie)
H_i	[N]	hnací síly na kole
h_a^*	[-]	jednotková výška hlavy zubu nad tětivou
h'	[m]	výška těžiště odpružené části vozidla
$h_0`$	[m]	kolmá vzdálenost těžiště karoserie od osy klopení
h_P''	[m]	výška těžiště přední nápravy od vozovky
h_Z''	[m]	výška těžiště přední nápravy od vozovky
η_Z	[-]	účinnost šnekového převodu
i	[-]	převodový poměr
i_f	[-]	převodový poměr hřebenové převodky řízení
I_X	[kg.m ²]	moment setrvačnosti karoserie kolem osy X
I_Y	[kg.m ²]	moment setrvačnosti karoserie kolem osy Y
I_Z	[kg.m ²]	moment setrvačnosti karoserie kolem osy Z
$J_z \cdot \ddot{\epsilon}$	$[\frac{kg \cdot m^2 \cdot \circ}{s^2}]$	moment setrvačnosti kolem osy Z
K	[-]	faktor stability / střed natočení předních kol
k_{nervn}	[-]	součinitel vlivu nerovností vozovky
l	[m]	rozvor náprav
l_1	[m]	délka řídicí páky

l_2	[m]	délka řídicí tyče
l_H	[m]	délka hřebenu řízení
l_z	[m]	horizontální vzdálenost těžiště od zadní nápravy
l_p	[m]	horizontální vzdálenost těžiště od přední nápravy
m	[kg]	hmotnost vozidla
m	[mm]	modul ozubení
m_p	[kg]	hmotnost přední nápravy (bez kol)
m_z	[kg]	hmotnost zadní nápravy (bez kol)
m'	[kg]	hmotnost odpružených částí vozidla (karoserie)
m''	[kg]	hmotnost neodpružených částí vozidla
M_{Bo}	[Nm]	moment vůči rejdové ose vyvolaný brzdou silou
M_{Csk}	[Nm]	celkový moment na šnekovém kole
M_{KL}	[Nm]	klopový moment karoserie
M_{KLo}	[Nm]	klonivý moment (vliv aerodynamiky vozidla)
M_{VRi}	[Nm]	vratný moment kol
$M_{VRzávl}$	[Nm]	vratný moment kola způsobený závlekm pneumatiky
$M_{VRzákl}$	[Nm]	vratný moment kola způsobený záklonem rejdové osy
$M_{VRzákl}$	[Nm]	vratný moment kola způsobený příklonem rejdové osy
M_{VR}	[Nm]	vratný moment náprav
M_{VRp}	[Nm]	vratný moment přední nápravy
M_{VRz}	[Nm]	vratný moment zadní nápravy
M_{VRs}	[Nm]	vratný moment stabilizátoru
n_K	[m]	závlek kola
ν	[°]	úhel sklonu osy klopení
O_a	[N]	odpor zrychlení
O_{fi}	[N]	valivý odpor na kole
O_s	[N]	odpor stoupání
O_v	[N]	odpor vzduchu
$\omega = \dot{\varepsilon}$	[1/s]	úhlová rychlost
P		pól pohybu / střed otáčení
P_p		pól pohybu ramen předního zavěšení
p	[mm]	rozteč závitů
p_p	[m]	výška středu klopení přední nápravy
p_z	[m]	výška středu klopení zadní nápravy
q	[-]	součinitel průměru šneku
R	[m]	poloměr zatáčení
r_f^*	[-]	jednotkový poloměr přechodové křivky ozubení
r_0	[m]	poloměr rejdu
r_K	[m]	valivý poloměr kola
ρ_{VZD}	[kg/m ³]	hustota vzduchu (standardizované podmínky)
S_i	[N]	boční vodící síla pneumatiky
S_p		střed klopení přední nápravy
S_z		střed klopení zadní nápravy
S_X	[m ²]	plocha průmětu čelní plochy automobilu
σ	[°]	statický příklon rejdové osy
T		těžiště vozidla

T'		těžiště odpružené části vozidla (karoserie)
T_P		těžiště neodpružené části vozidla (přední náprava)
T_Z		těžiště neodpružené části vozidla (zadní náprava)
t_p	[m]	rozchod kol přední nápravy
t_z	[m]	rozchod kol zadní nápravy
τ	[°]	úhel záklonu rejdové osy
v	[m/s]	rychlost pohybu vozidla
v_P	[m/s]	rychlost pohybu přední nápravy
v_Z	[m/s]	rychlost pohybu zadní nápravy
v_{P1}	[m/s]	rychlost pohybu vnitřního předního kola
v_{Z1}	[m/s]	rychlost pohybu vnitřního zadního kola
v_{P2}	[m/s]	rychlost pohybu vnějšího předního kola
v_{Z2}	[m/s]	rychlost pohybu vnějšího zadního kola
z	[-]	brzdný součinitel
z	[-]	počet zubů/chodů
ψ	[°], [rad]	úhel klopení karoserie

1. Úvod

Tématem mé disertační práce je snižování vlivu přetáčivosti a nedotáčivosti automobilu pomocí aktivních prvků podvozku. Tato problematika je v současnosti už velice dobře popsána a problémy spojené s nedotáčivostí a přetáčivostí jsou řešeny mnoha různými konstrukčními prvky (viz. kapitola 5). Pro porovnání těchto mnohdy velmi rozdílných technických systémů a nalezení vlastního řešení jsem využil poznatků Engineering Design Science. Hlavním cílem této disertační práce je nalézt nové řešení, které by mohlo dále vylepšovat již zavedená konstrukční řešení omezující vliv přetáčivosti a nedotáčivosti. Pro pochopení problematiky je dobré nejprve vysvětlit základní pojmy spojené se směrovou stabilitou vozidla (kapitola 3) a uvést silové účinky působící na vozidlo (kapitola 4). Pro hlubší pochopení dané problematiky se bude další část této práce věnovat vytvoření matematického modelu chování vozidla při průjezdu zatáčkou a jeho porovnání se simulačním modelem vytvořeným v programu MD Adams Car 2011. V tomto programu bude verifikováno také vlastní nové řešení snižující vliv přetáčivosti a nedotáčivosti, které bude detailněji rozpracováno v závěru této práce.

2. Cíle práce

Jak již bylo zmíněno, hlavním cílem této práce je nalezení vlastního efektivního technického řešení, které se bude snažit zachovat nebo obnovit požadovaný směr pohybu v případě kritické jízdní situace (tj. bude zlepšovat směrovou stabilitu automobilu při průjezdu zatáčkou). K tomu je zapotřebí vytvoření přehledu o současném stavu problematiky a vyvíjených technických řešeních. K vytvoření vlastního řešení je nutné dostatečně popsat chování automobilu (především při průjezdu zatáčkou). Základním modelem chování automobilu je statická říditelnost (tzn. průjezd zatáčkou o daném poloměru danou rychlostí s ustálenou odezvou na natočení volantu). Tento model, který bude nejprve vyřešen matematicky, slouží k ověření správnosti propracovanějšího softwarového modelu, jež umožňuje detailnější dynamické simulace a ověření funkce vlastního řešení snižujícího vliv přetáčivosti a nedotáčivosti automobilu.

Cíle této disertační práce jsou shrnuty do následujících hlavních bodů:

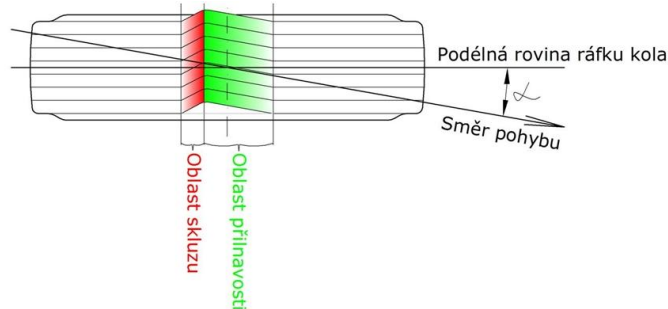
- zhodnocení poznatků o možnostech zlepšení směrové stability (přetáčivosti a nedotáčivosti) automobilu
- vytvoření přehledu současných technických řešení omezujících vliv přetáčivosti a nedotáčivosti včetně hodnocení míry jejich vlivu na jízdní chování automobilu
- vyvinutí softwarového modelu referenčního automobilu za účelem simulací jízdního chování a matematické ověření jeho správnosti

- vyvinutí vlastních návrhů technických řešení omezujících vliv přetáčivosti a nedotáčivosti a výběr vhodného technického řešení pro další rozpracování
- verifikace navrženého technického řešení

3. Vysvětlení pojmů

Úhel směrové úchylky α_i

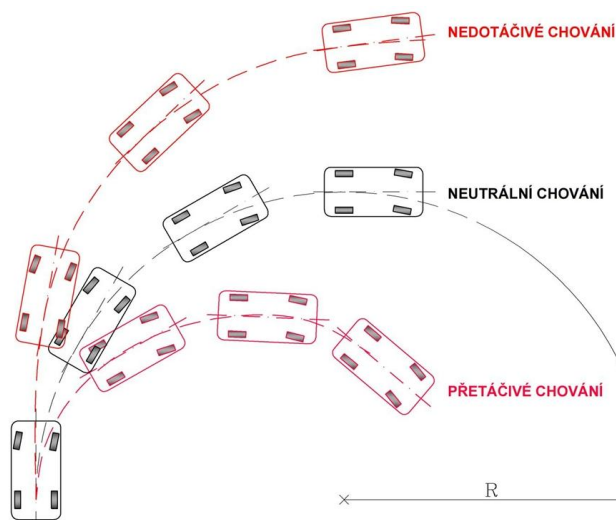
Úhel směrové úchylky je úhel mezi podélnou rovinou ráfku kola a skutečným směrem jeho pohybu. Tento úhel vzniká díky deformaci pneumatik vlivem působení bočních sil. Pro jednostopé modely vozidel pak můžeme zavádět souhrnné úhly směrových úchylek pro přední a zadní nápravu nebo celé vozidlo.



Obr. 1: Úhel směrové úchylky pneumatiky

Směrové chování automobilu při průjezdu zatáčkou

Při průjezdu zatáčkou mohou nastat tři stavy. Pokud se vozidlo drží směru vytyčeného řidičem, mluvíme o **neutrálním chování**. V opačném případě nastávají **nedotáčivost** nebo **přetáčivost** (někdy souhrnně označované jako stáčivost), kdy vozidlo přestává udržovat zvolený směr pohybu (tzn., přestává platit Ackermannova teorie). Sledování těchto jevů je důležité především z hlediska aktivní bezpečnosti vozidla. Nedotáčivost a přetáčivost totiž ovlivňuje jízdní stabilitu (především směrovou stabilitu) a říditelnost vozidla při průjezdu zatáčkou.

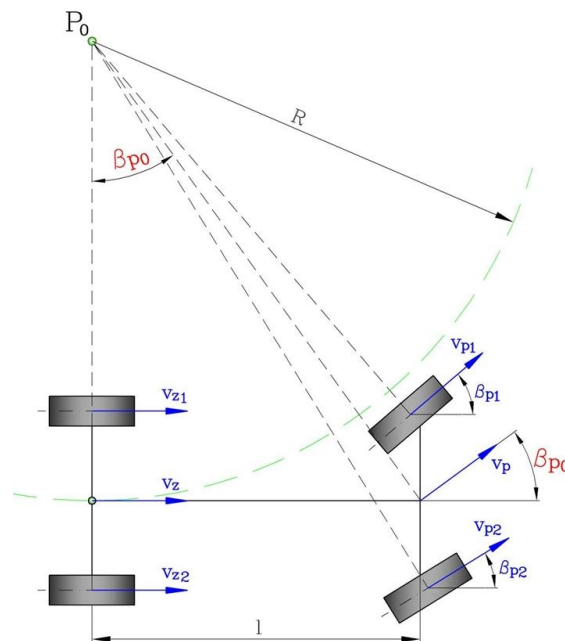


Obr. 2: Tři možné stavy chování automobilu při průjezdu zatáčkou

Neutrální chování

Vozidlo zatáčí ve směru vytyčeném řidičem (pohybuje se po konstantním poloměru označeném jako R nebo R_{stat}). Můžeme také říci, že se vozidlo chová dle ideální Ackermannovy teorie. V tomto případě se musí kolmice na podélné roviny kol protnout v jednom bodě na ose zadní nápravy (viz. Obr. 3). Úhly směrových úchylek považujeme za nulové a úhel natočení přední nápravy je pak nazýván jako Ackermannův úhel rejdu β_{p0} .

O neutrální chování se však může jednat i tehdy, pokud jsou směrové úchytky přední i zadní nápravy nenulové, avšak stejně velké: $\alpha_p = \alpha_z$ (vozidlo se pohybuje po konstantním poloměru bez změny natočení kol i se zvyšující se rychlostí, neplatí ale ideální Ackermannova teorie)



Obr. 3: Neutrální chování

Nedotáčivost

Nedotáčivost je děj, při kterém vozidlo zatáčí méně, než je požadováno. V mezním případě dochází ke ztrátě ovladatelnosti přední části vozidla. K této situaci obvykle dochází při příliš rychlém nájězdu do zatáčky, kdy vozidlo nenásleduje směr natočení předních kol, ale směřuje ven ze zatáčky. Nedotáčivosti vozidla lze předejít pomalým nájězdem do zatáčky. K nedotáčivosti vozidla dochází častěji u vozidel s náhonem předních kol a motorem vpředu (těžiště v přední části automobilu). V tomto případě jsou přední kola hnaná a zároveň řízená, čímž ve styku pneumatiky s vozovkou vzniká větší silové zatížení, které nemusí být v kritických situacích plně přenesitelné na vozovku.

Podle definice je nedotáčivost charakterizována větším úhlem směrové úchytky na přední nápravě: $\alpha_p > \alpha_z$

Přetáčivost

Přetáčivost je děj, při kterém vozidlo zatáčí více, než je požadováno. V mezním případě dochází ke ztrátě ovladatelnosti zadní části vozidla. K této situaci dochází nejčastěji u vozidel s náhonem zadních kol (problematický přenos hnací síly u nezátížené zadní nápravy). Pokud dojde k přetáčivosti u vozidla s náhonem zadních kol, je potřeba ubrat plyn a natočit kola do protisměru.

Přetáčivost může nastat i u vozidla s náhonem předních kol. Při této nebezpečné situaci je potřeba zvýšit výkon na předních hnaných kolech tak, aby nedošlo ke ztrátě ovladatelnosti zadní části vozidla vlivem menšího svislého zatížení zadních kol. Hnaná kola mohou přenést větší hnací síly díky většímu svislému zatížení. Podle definice je nedotáčivost charakterizována větším úhlem směrové úchyly na zadní nápravě: $\alpha_p < \alpha_z$

Pozn.: Automobily jsou obvykle konstruovány tak, aby se při rovnoměrné jízdě s předepsaným zatížením chovala stabilně, tj. neutrálně až mírně nedotáčivě. Nedotáčivé chování můžeme oproti přetáčivosti považovat z hlediska bezpečnosti za přijatelnější, neboť při nedotáčivém chování dochází díky zvětšujícímu se poloměru zatáčení k postupné stabilizaci vozidla do požadovaného směru.

Porovnat směrové chování dle poloměru zatáčení a úhlů směrových úchylek na přední a zadní nápravě při průjezdu zatáčkou podle definice můžeme dle schématu v PŘÍLOZE č.1.

Směrová stabilita

Je schopnost vozidla udržovat směr pohybu vytyčený řízením i při působení vnějších sil a momentů.

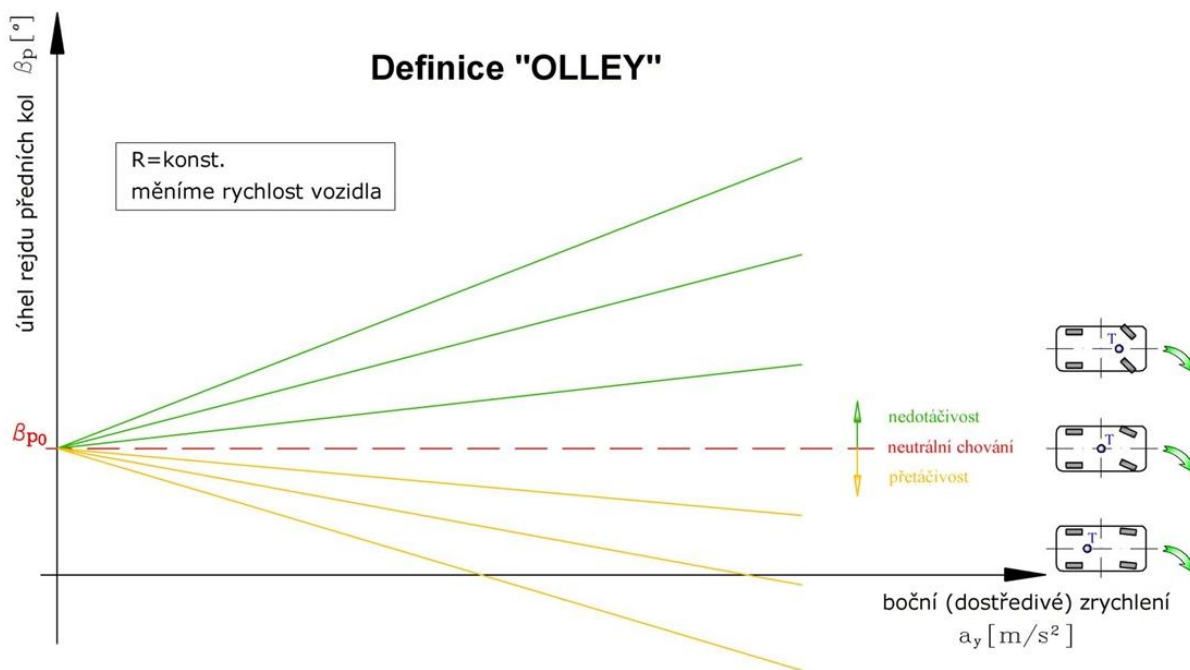
Řiditelnost

Je odezva vozidla na natočení volantu při stálé rychlosti. Řiditelnost může být hodnocena pomocí ustálených (statických) nebo neustálených (dynamických) odezev na vstupní signál (natočení volantu). **Statická řiditelnost** je charakterizována ustálenou odezvou na natočení volantu při určité rychlosti vozidla a při pohybu po kruhové dráze o určitém poloměru. **Dynamická řiditelnost** je vyjádřena odezvou vozidla na vstupní skokové či harmonické natáčení volantu. Odezva je tedy popsána přechodovými nebo frekvenčními charakteristikami.

Při obecném matematickém řešení silových účinků na chování vozidla se dále budu věnovat pouze statické řiditelnosti vozidla.

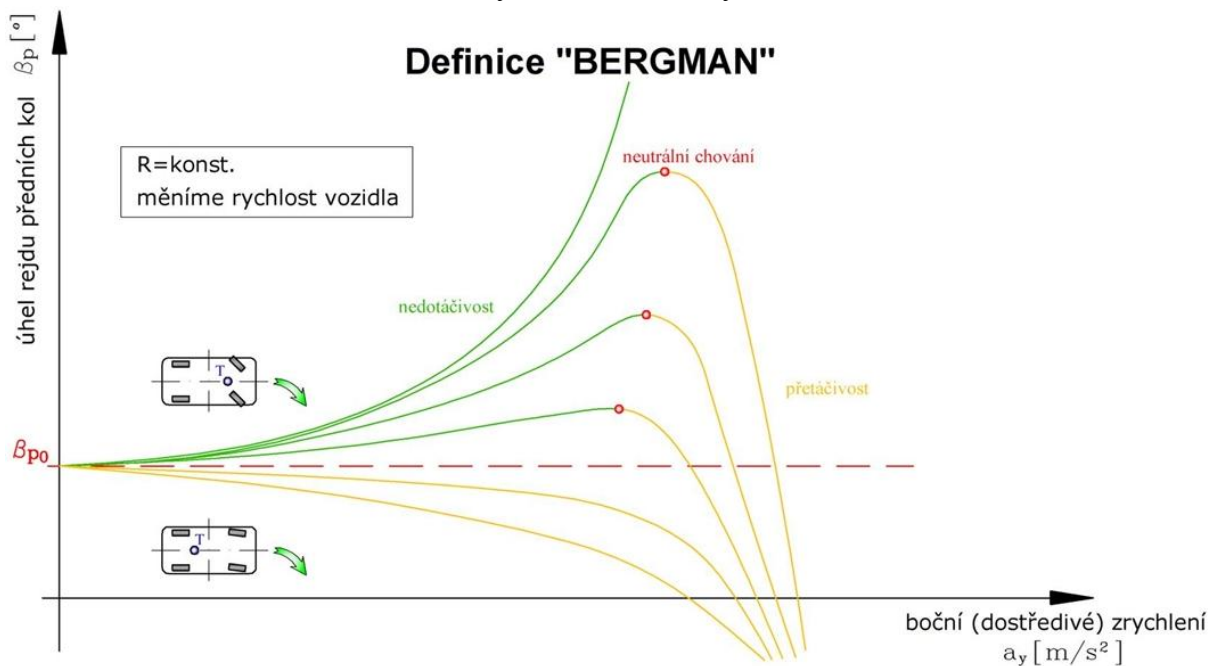
Statickou řiditelnost charakterizuje úhel rejdu β_p (resp. úhel natočení volantu β_v) a úhly směrových úchylek α_i . Z průběhu závislosti úhlu rejdu β_p (resp. úhlu natočení volantu β_v) na bočním (dostředivém) zrychlení a_y je možno posoudit chování vozidla (přetáčivost, nedotáčivost). Můžeme přitom vycházet ze dvou základních definic pro průjezd zatáčkou o konstantním poloměru R: [1], [5]

- 1) Definice „OLLEY“ [1] – vychází z lineárního modelu vozidla, což znamená zjednodušený předpoklad lineární závislosti úhlu rejdu předních kol na dostředivém zrychlení.



Obr. 4: Jízdní chování automobilu při průjezdu zatáčkou dle definice „OLEY“ (vlastní zpracování dle [1])

2) Definice „BERGMAN“ [1] – vychází ze skutečných vlastností vozidla



Obr. 5: Jízdní chování automobilu při průjezdu zatáčkou dle definice „BERGMAN“ (vlastní zpracování dle [1])

Příčemž platí:

$$\beta_{p0} = \arctg \frac{1}{R} \quad (3.1)$$

$$a_y = \frac{v^2}{R} \quad (3.2)$$

kde:

β_{p0} – Ackermannův úhel rejdu (viz. Obr. 3: **Neutrální chování**)

a_y – boční (dostředivé) zrychlení

v – rychlost vozidla

l – rozvor náprav

Z těchto modelů je zřejmé to, že pokud se u **nedotáčivého** vozidla zvyšuje rychlost, je potřeba zvětšovat úhel natočení kol (popř. volantu) pro dodržení konstantního poloměru zatáčení. U definice Bergman, jež vychází ze skutečného modelu automobilu, je vidět, že i některé nedotáčivé automobily mohou přejít při určité hodnotě dostředivého zrychlení (popř. rychlosti vozidla) do přetáčivého chování. Většinou se pak jedná o vozidla s těžištěm mírně posunutým k přední nápravě. **Neutrální** chování vozidla je charakterizováno tím, že při jízdě zatáčkou o konstantním poloměru není třeba měnit natočení kol (volantu) ani při změně rychlosti vozidla. Pokud se vozidlo chová **přetáčivě**, je pro dodržení zvoleného poloměru zatáčení potřeba korekcí volantu zmenšit natočení kol do rejdu.

Faktor stability:

V literatuře [1], [5] je také uváděn tzv. faktor stability „K“, podle kterého lze určit, zda se bude automobil chovat neutrálně, přetáčivě nebo nedotáčivě. Tento faktor vychází ze statického zisku stáčívé rychlosti (statická říditelnost: $v=\text{konst.}$, $R=\text{konst.}$):

$$\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\beta_v^*} \right)_{stat} = \frac{v}{l + K \cdot v^2} \quad (3.3)$$

Kde: $\dot{\varepsilon} = \omega$ [1/s] - úhlová rychlost vozidla
 β_v^* [rad] - úhel natočení volantu
 v [m/s] - rychlost pohybu vozidla
 l [m] - rozvor náprav

Z předchozího vztahu lze po úpravě odvodit, že faktor stability je určen následující rovnicí:

$$K = m \cdot \frac{C_{az} \cdot l_z - C'_{ap} \cdot l_p}{C'_{ap} \cdot C_{az} \cdot l} \quad (3.4)$$

Kde: m [kg] - hmotnost vozidla
 C_{az} [N/rad] - směrová tuhost zadní nápravy (dána tuhostí pneumatik)
 C'_{ap} [N/rad] - směrová tuhost přední nápravy (dána tuhostí pneumatik a velikostí závleku)
 l_z [m] - horizontální vzdálenost těžiště od zadní nápravy
 l_p [m] - horizontální vzdálenost těžiště od přední nápravy

Mohou tedy nastat následující stavy:

K>0 ... nedotáčivé chování vozidla

K=0 ... neutrální chování vozidla

K<0 ... přetáčivé chování vozidla

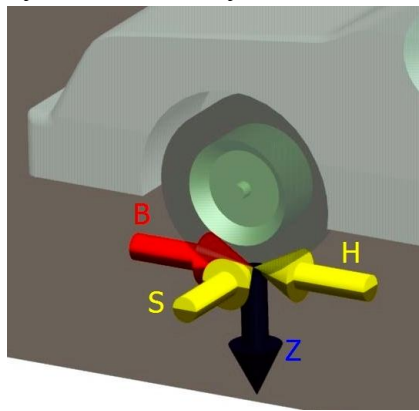
4. Silové účinky

Na vozidlo mohou obecně působit tyto síly a momenty:

- **odporové síly v přímé jízdě** (odpor vzduchu, odpor stoupání, odpor setrvačnosti, odpor valení, odpor tahu)
- **odstředivé síly v zatáčce**
- **vztlakové a přitlačné aerodynamické síly**
- **boční vzdušné síly**
- **momenty setrvačnosti a gyroskopické momenty**
- **síly od příčného sklonu vozovky a nerovností**

Tyto silové účinky jsou přenášeny **ve stykové ploše mezi kolem a vozovkou**.

Přímo ve stykové ploše působí tyto silové účinky:

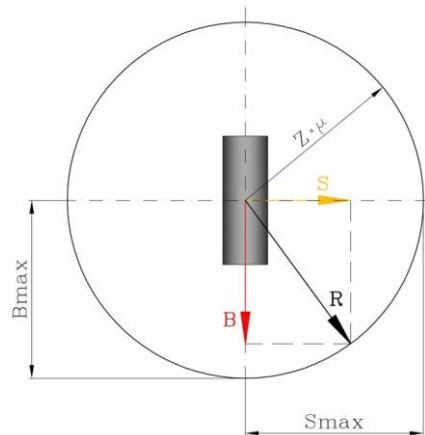


Obr. 6: Silové účinky ve stopě pneumatiky

- **hnací síly (H)** - při akceleraci
- **brzdné síly (B)** - při deceleraci
- **boční vodící síly (S)** - závisí na úhlu natočení kol (poloměru oblouku), rychlosti vozidla a geometrii zavěšení – tyto síly zajišťují říditelnost
- **radiální síly (svislé zatížení kola) (Z)** - závisí na rozložení hmotnosti, poloze těžiště a přidavných např. aerodynamických přitlačných silách
- **popř. vratné momenty pneumatik**

Velikost těchto sil je omezena adhezními podmínkami (součinitelem adheze). Velikost **součinitele adheze** závisí na vlastnostech pneumatik (tvaru, výšce dezénu, materiálu, tlaku nahuštění, teplotě), vlastnostech vozovky (materiál, vlhkost, teplota, nerovnosti, čistota) a rychlosti.

Ke znázornění okamžitých adhezních podmínek lze využít takzvaná **Kammova kružnice**, jejíž průměr je úměrný mezi přilnavostí pneumatiky k vozovce (čím lepší adheze, tím větší průměr kružnice). Aby nedošlo ke ztrátě adheze mezi pneumatikou a vozovkou, nesmí výslednice podélných a příčných sil R překročit poloměr třecí kružnice. Ve skutečnosti však mají pneumatiky větší přilnavost v podélném směru, takže má Kammova kružnice spíše tvar elipsy.



Obr. 7: Kammova kružnice

Pokud je výslednice R větší, než je poloměr Kammovy kružnice, dochází k překročení adhezních možností pneumatiky, kdy se pneumatika dostává do smyku.

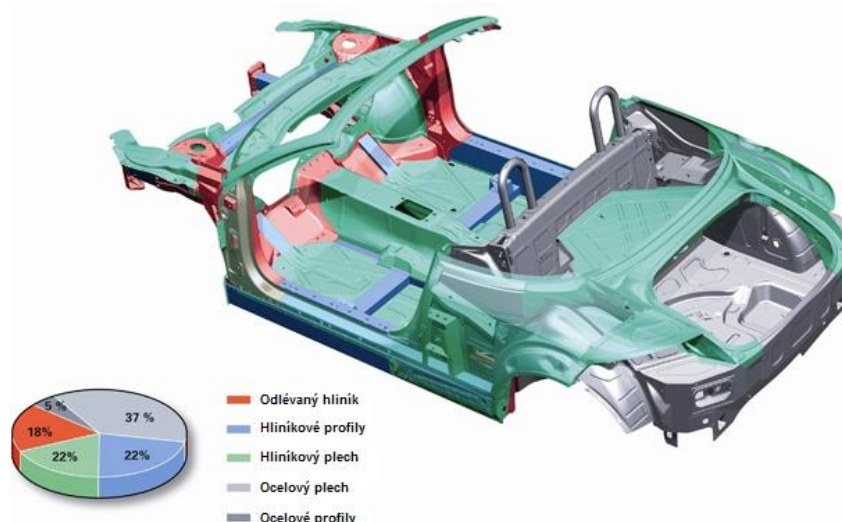
5. Současné technické způsoby snižování vlivu přetáčivosti a nedotáčivosti

V této kapitole jsou uvedena technická řešení, která dokáží ovlivnit stáčitost a říditelnost automobilu. Řešení jsou rozdělená na aktivní a pasivní prvky. U každého řešení je navíc vysvětlen princip, jakým způsobem je zlepšeno jízdní chování vozidla.

5.1. Pasivní prvky

- **statické rozložení hmoty vozidla** - tzn. uspořádání a koncepce pohonného ústrojí, uspořádání pomocných prvků, umístění sedadel v karoserii, kombinace použitých materiálů atd. Například automobilka Audi v současnosti kombinuje hliníkové a ocelové prvky prostorového rámu pro lepší rozložení hmotnosti (viz. Obr. 8).

Princip: rozložením hmotnosti automobilu (poloha těžiště, poměr zatížení na nápravy) lze dosáhnout neutrálního nebo lehce neotáčivého chování automobilu. Zvýšením zatížení nápravy se zlepšuje její adhezní schopnosti (zvětší se poloměr Kammovy kružnice), počítat je ale třeba i se zvýšením příčných sil. Optimální je vyšší zatížení hnací nápravy.



Obr. 8: Audi Aluminium Space Frame (Audi TT Roadster 2008) [26]

– **zvýšení přilnavosti mezi kolem a vozovkou** (např. konstrukce a materiál pneumatiky)
Princip: zvětšení poloměru Kammovy kružnice – zlepšení adhezních podmínek.

- pohon všech kol

Princip: stálý nebo přiřaditelný pohon všech kol umožňuje rozdělit točivý moment mezi jednotlivé nápravy. Tím se sníží hnací síla na jednotlivých kolech, kterou je potom snazší přenést na vozovku bez ztráty adheze.

- zvýšení počtu náprav (Covini C6W)

Princip: zlepšení adhezních vlastností.



Obr. 9: Covini C6W [24]

- typ zavěšení

Princip: zvoleným typem zavěšení lze měnit polohu osy klopení, a tím snížit naklápění karoserie v zatáčke (omezení vlivu posunu těžiště). Dále lze měnit např. odklon a sbíhavost kol v zatáčke, a tím měnit velikost boční vodící síly (viz. princip proměnné geometrie zavěšení).

- zvýšení tuhosti předních pružin a použití příčného stabilizátoru (především u přetáčivých vozů).

Princip: pro neutrální nebo nedotáčivé chování vozu je potřeba větší nebo stejně velká směrová úchylka na přední nápravě oproti té zadní. U přetáčivých vozů je větší směrová

úchylka na zadní nápravě, proto je vhodné zvětšit směrovou úchylku na nápravě přední, aby se tento rozdíl vyrovnal. To lze provést zvětšením rozdílu radiálních reakcí na levém a pravém kole přední nápravy, tzn. vyvoláme větší vratný moment díky větší tuhosti pružin. Vyšší tuhost pružin ale zhoršuje jízdní pohodlí, proto je dobré použít pružinu, která je v činnosti jen při naklápění vozidla, tzn. použití příčného stabilizátoru.

5.2. Aktivní prvky

- **přesouvání hmoty (těžiště)** – např. pomocí naklápění přední části vozidla s prostorem pro cestující (např. tříkolové vozidlo Carver)

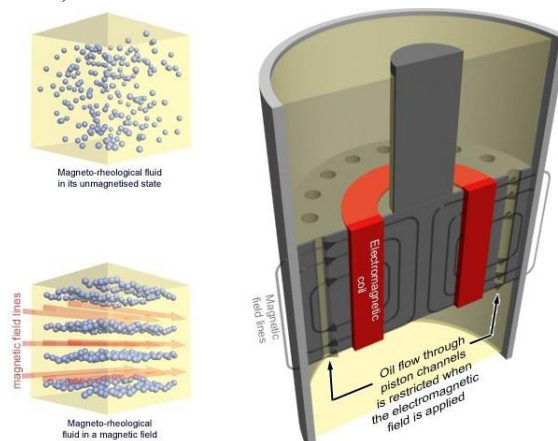
Princip: Posunem těžiště v příčném směru ve směru do středu zatáčky dojde k zvýšení svislého zatížení kol na vnitřní straně zatáčky (tzn., zmenší se velikost rozdílu radiálních reakcí na levé a pravé straně vozidla). Tím dojde ke zmenšení směrové úchylky nápravy a přiblížení neutrálnímu chování.



Obr. 10: Carver [24]

- **sofistikované adaptivní, semiaktivní nebo aktivní pružící a tlumící systémy**

Princip: udržení stálého kontaktu všech kol s vozovkou (zlepšení adhezních vlastností) a omezení naklápění karoserie (omezení vlivu posunu těžiště). Pomocí těchto systémů lze také měnit tuhost odpružení v zatáčce a tím ovlivnit velikost směrových úchylek náprav (viz. princip příčného stabilizátoru).



Obr. 11: Systém regulace tlumení – změna viskozity tlumící kapaliny vlivem působení elektromagnetického pole [23]

- **aktivní příčný stabilizátor** (např. ACR – Active Roll Stabilization) Systém aktivně mění pomocí hydraulické vazby odpor proti zkrucování příčného stabilizátoru a tím zabraňuje naklápění vozidla v zatáčkách a zlepšující jeho ovladatelnost.

Princip: omezení naklápění karoserie (omezení vlivu posunu těžiště) a ovlivnění velikosti směrových úchylek náprav (viz. princip příčného stabilizátoru).



Obr. 12: ACR – Aktivní stabilizátor [23]

- **proměnná geometrie zavěšení** (např.: odklon vnějších kol v zatáčce – viz. studie Mercedes F 400 Carving)

Princip: vlivem odklonu kola vzniká ve stopě pneumatiky přídatná boční síla, která se při záporném odklonu přičítá k boční síle od směrové úchytky pneumatiky. Zároveň se záporným odklonem kol zmenšuje směrová odchylka náprav.



Obr. 13: Mercedes-Benz F 400 Carving [24]

- **zvýšení přitlaku na jednotlivá kola** - například aktivními aerodynamickými prvky (Ferrari 599XX).

Princip: Aktivním řízením aerodynamických prvků (spoilery, difuzory, přitlačná křídla) lze měnit velikost radiálních reakcí na jednotlivá kola. Tím lze měnit velikost Kammovy kružnice tzn. velikost přenesitelných sil. Zvýšením přitlaku se zároveň sníží naklápění automobilu v zatáčce.



Obr. 14: Ferrari 599XX [24]

- přiřizování kol zadní nápravy (Renault Laguna)

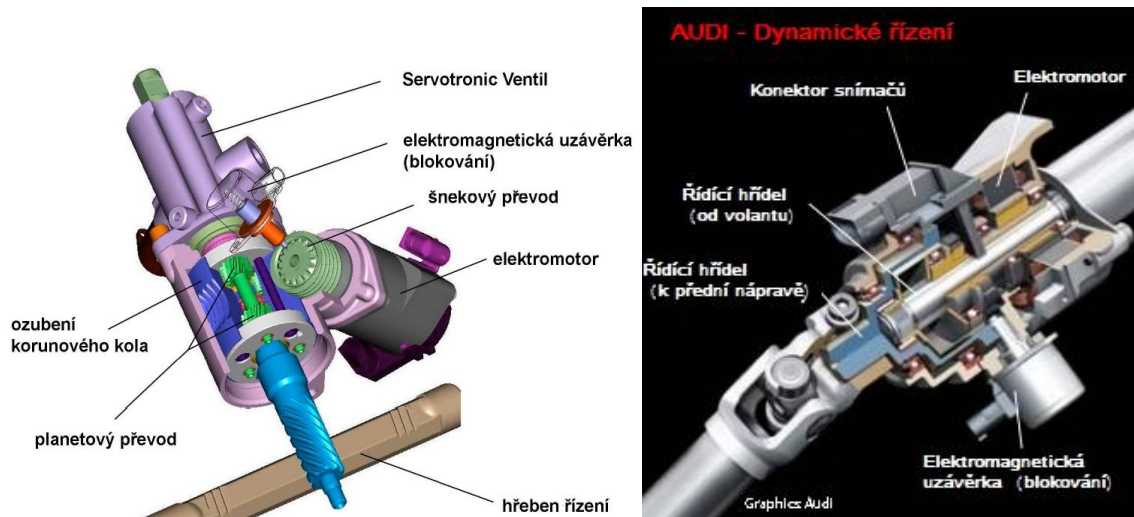
Princip: řízením zadní nápravy se mění okamžitý pól (střed) pohybu, a tím i velikost směrových úchylek na všech kolech. Řízení je prováděno v závislosti na velikosti stáčivé rychlosti kolem osy z.



Obr. 15: Renault Laguna Coupe [23]

- systém aktivního řízení - systém přizpůsobuje převod řízení rychlosti jízdy a současně může pomoci řidiči řešit krizové situace. Propojení s ESP totiž umožňuje stabilizovat vůz prostřednictvím automatických korekcí řízení, které jsou až třikrát rychlejší než samotné vygenerování tlaku v brzdovém systému pro běžnou funkci ESP.

Princip: zásahem do řízení dochází ke změně směrových úchylek a natočení řízených kol do potřebného směru pro stabilizaci vozidla.



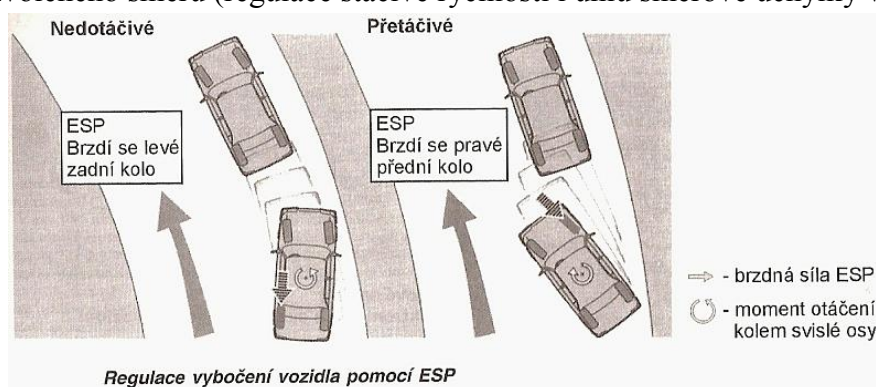
Obr. 16: Systémy aktivního řízení (vlevo systém BMW, vpravo systém AUDI) [23]

- řízení dodávky krouticího nebo brzdného momentu mezi jednotlivá kola

Princip: Na jednotlivá kola je přiváděna pouze tak velká hnací nebo brzdná síla, která lze přenést na vozovku bez ztráty adheze (výslednice podélných a příčných sil nepřekročí poloměr Kammovy kružnice). Popř. je možné řízenou dodávkou hnacích a brzdných sil na jednotlivá kola vytvářet stabilizující moment působící proti setrvačným momentům působícím na vozidlo při průjezdu zatáčkou.

Do této oblasti můžeme zahrnout následující systémy:

Elektronický stabilizační program (ESP) – Principem systému ESP je přibrzdování (systém využívá brzdovou soustavu vozidla) a zrychlování jednotlivých kol pro udržení zvolené jízdní stopy. Brzdícím zásahem (popř. zvýšením hnací síly) vzniká stáčivý moment stabilizující vozidlo do zvoleného směru (regulace stáčivé rychlosti i úhlu směrové úchylny vozidla).



Obr. 17: Funkce ESP [2]

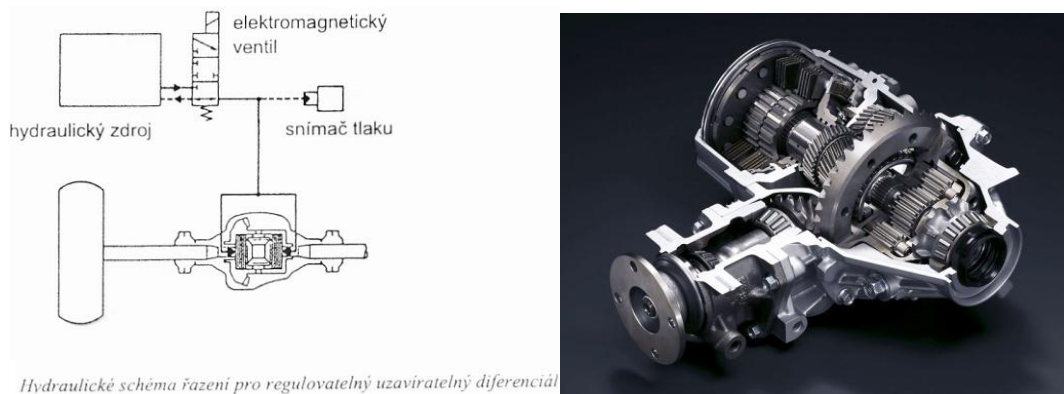
Pozn.: ESP využívá ke své činnosti např. ABS, protiprokluzový systém, elektronicky řízený diferenciál, rozdělovače brzdné síly, atd.

Novým prvkem elektronického stabilizačního systému je systém DSR (Driver Steering Recommendation). Tento prvek aktivní bezpečnosti vylepšuje funkci ESP o podporu řízení

při specifických jízdních stavech. V těchto případech systém ESP vyše odpovídající signál elektromechanickému posilovači řízení, který vyvine adekvátní točivý moment na volant ve směru, ve kterém je nutné provést korekci řízení (provede doporučení). Řidič tak sám intuitivně provede příslušný zásah do řízení vozu a podpoří tak aktivně činnost systému ESP ke stabilizaci směru jízdy.

V souvislosti s elektronickým systémem jízdní stability se v současnosti vyvíjejí snímače v pneumatikách (např. Bridgestone CAIS), které pomocí detekce vibrací získávají data o stavu vozovky (suchá, mokrá, sníh, led, atd.). Dle získaných informací je v reálném čase měněno nastavení reakcí systému jízdní stability.

Aktivní diferenciály (AYP - Active Yaw Control, ASD – Active Sport Differential, EDS – Elektronische Differenzialsperre, atd.) - systémy pracující na principu variabilního přenosu točivého momentu mezi jednotlivými koly na hnané nápravě. Regulace probíhá obvykle elektronicky pomocí lamelových spojek v blízkosti diferenciálu, které přibrzdováním vnitřních kol v zatáčce přenášejí větší točivý moment na kola vnější a aktivně tak kontrolují stáčitost automobilu.



Obr. 18: Systém AYP [23]

Pozn.: na stejném principu pracují i některé mezinápravové diferenciály (např. ACD - Active Centre Differential, Haldex, atd.) u automobilů s pohonem všech kol, jenž rozdělují točivý moment dle potřeby mezi přední a zadní nápravu.

Systém pro zpomalení nárůstu stáčivého momentu při brzdění (GMA) – tento systém je využíván při brzdění na plochách o různém součiniteli adheze pro levé a pravé kolo. Princip spočívá ve zpomalení nárůstu brzděného tlaku u kola s vysokým součinitelem adheze. Při práci využívá GMA systému ABS.

Elektronické rozdělovače brzděného účinku (EBD – Electronic Brakeforce Distribution, CBC – Cornering Brake Control) – Tyto systémy doplňují ABS. Systémy EBD a CBC upravují velikost brzděného tlaku na jednotlivá kola zvlášť, a tím výrazným způsobem potlačují stáčivé momenty kolem svislé osy vozu, které vznikají při brzdění v zatáčkách.

Pozn.: Všeobecné označení systémů pro regulaci stáčení automobilu je GMR (Gier-Moment Regelung), tedy regulace momentu otáčení kolem svislé osy.

Protiblokovací brzdový systém (ABS - Anti-lock Brake System) – systém ABS pomocí elektronické řídicí jednotky, snímače otáček kol a hydraulického agregátu zabraňuje zablokování jednotlivých kol při brzdění. Tím umožňuje zachovat říditelnost a směrovou stabilitu i při intenzivním brzdění a co nejvíce zkrátit brzdnou dráhu (zejména na kluzkém povrchu).

Protiprokluzové systémy – (např.: ASR, TC, ASC, TCS, atd.) - regulace prokluzu jednotlivých kol zabraňuje jejich protáčení a zvyšuje jízdní stabilitu. Existují dva základní způsoby: buď je elektronicky tlumen výkon motoru, nebo jsou přibrzdována jednotlivá kola např. ve spolupráci s ABS.

Systém regulace brzdného momentu motoru (MSR - Motor-Schleppmoment-Regelung) – tento systém nepatrně zvyšuje točivý moment motoru v případě hrozící ztráty adheze hnacích kol v důsledku prudkého ubrání plynu tak, aby se brzdění kol snížilo na hodnotu zaručující jízdní stabilitu.

6. Vlastní návrhy řešení snižujících vliv přetáčivosti a nedotáčivosti

V této kapitole jsou uvedeny návrhy koncepčních principů nových vlastních řešení, která mohou zlepšit říditelnost a snížit nebezpečí vzniku přetáčivého nebo nedotáčivého smyku. Jsou to následující řešení:

Přesouvání hmoty (těžiště)

- a) pohybem existujících prvků (baterie, sedadla, provozní náplně...)
- b) pohybem přídavných hmot (např. závaží, kapaliny...)

Aktivní prvky zvyšující míru adheze mezi koly a vozovkou

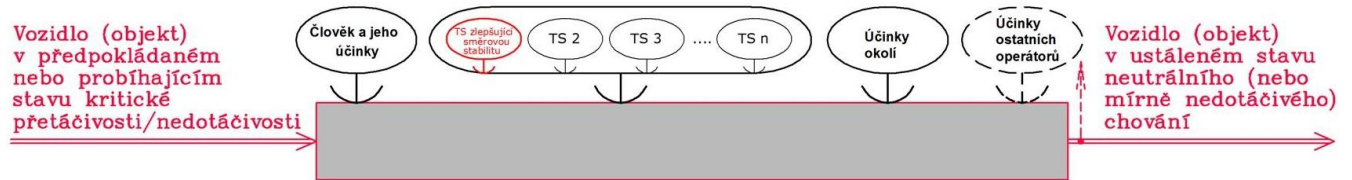
- airbagy nebo jiná výsuvná zařízení umístěná v podvozku
- přiváděním média zvyšujícího součinitel adheze do stykové plochy mezi kolem a vozovkou
- speciální desén pneumatik umožňující jejich přisávání k vozovce
- zploštění pneumatiky ve stykové ploše s vozovkou dle aktuálních podmínek
- změna tuhosti pneumatiky působením elektrického nebo magnetického pole

Nezávislé směrové natáčení kol přední nápravy nebo všech kol (ovlivnění rozdílné směrové úchytky na jednotlivých kolech, dosažení Ackermannovy teorie). Toto řešení bude blíže specifikováno v kapitole 10.

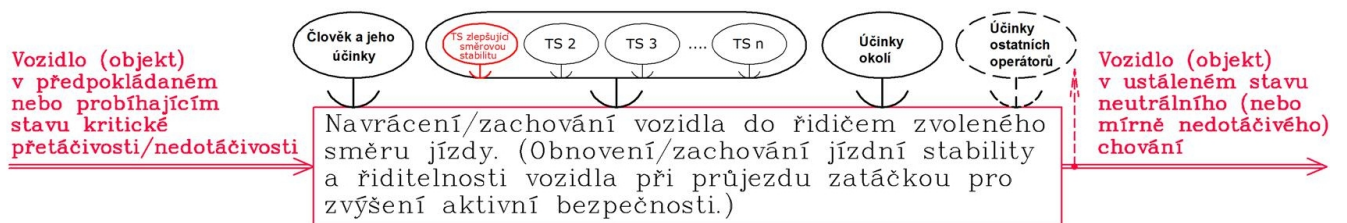
7. Porovnání a hodnocení vybraných technických řešení

Pro zhodnocení daného problému přetáčivosti a nedotáčivosti a určení vhodných technických řešení bylo využito především teoretických poznatků a metodických nástrojů Engineering Design Science (EDS) [7], [8].

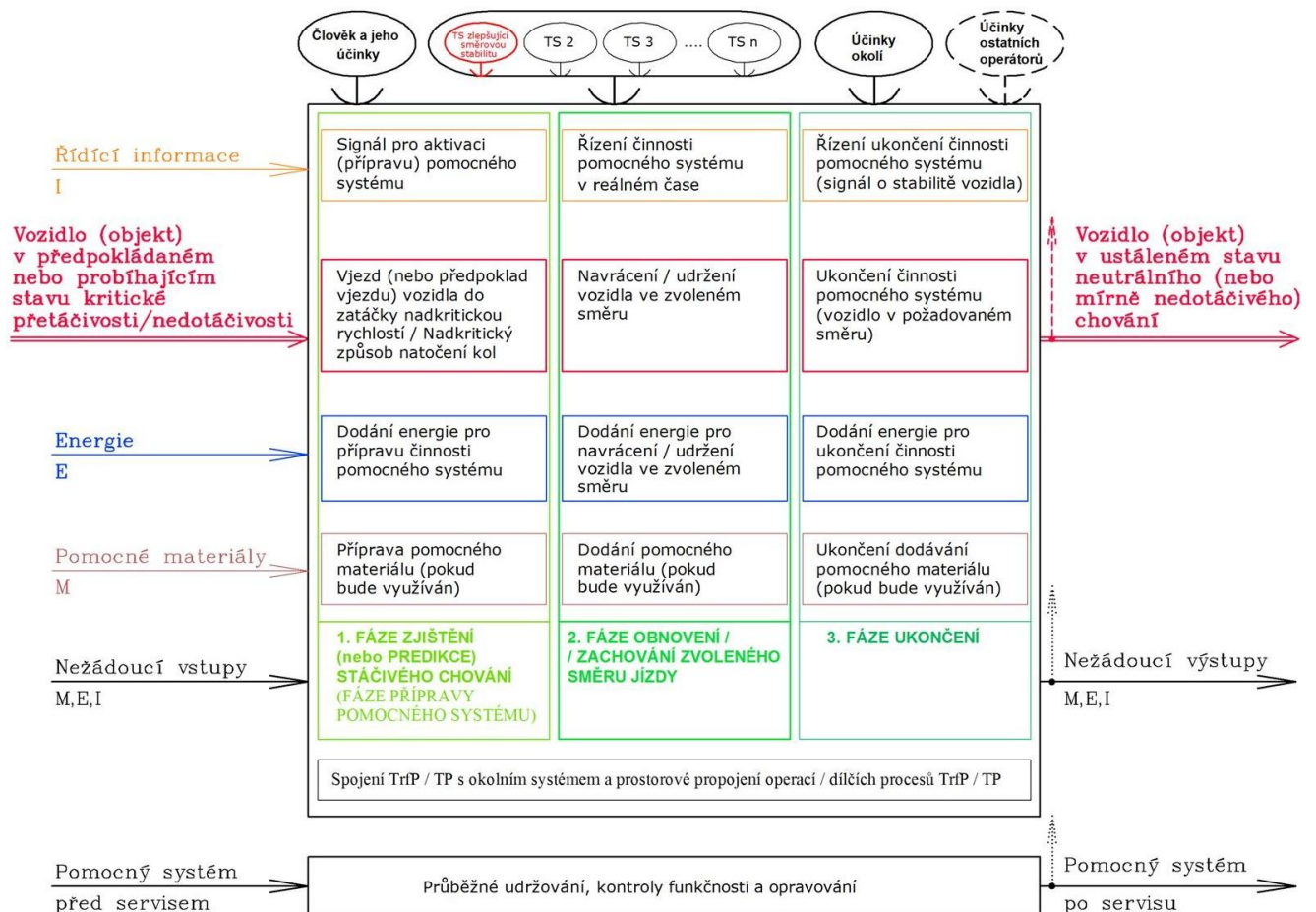
Nejprve byl sestaven návrh modelu uvažovaného provozního transformačního procesu. Postup práce přitom probíhal od nejvyššího stupně abstrakce, tedy černé skříňky, přes návrh technologie, až po návrh „úplného“ transformačního procesu pro navrhované technické řešení (označované v souladu s EDS, jako technický systém – TS) (viz. Obr. 19, Obr. 20, Obr. 21).



Obr. 19: Černá skříňka provozního transformačního procesu pro navrhovaný TS



Obr. 20: Návrh technologie provozního transformačního procesu pro navrhovaný TS



Obr. 21: Úplný návrh provozního transformačního procesu pro navrhovaný TS

K porovnání typických technických systémů, které snižují vliv přetáčivosti a nedotáčivosti automobilu, jsem vybral následujících šest řešení:

- systém přesouvání těžiště (naklápění)
- adaptivní / aktivní pružící a tlumící systémy
- systém proměnné geometrie zavěšení (odklonu kola)
- aktivní aerodynamické prvky
- systém přiřizování zadní nápravy
- systém ESP

Jedná se pravděpodobně o nejúčinnější řešení omezující přetáčivost a nedotáčivost automobilů. K stávajícím řešením je přidáno také nové vlastní řešení: *nezávislé směrové natáčení kol na přední nápravě*. Toto řešení by mohlo být doplňkovým systémem zlepšujícím funkci některého z již používaných řešení.

Hlavní funkcí všech systémů snižujících vliv přetáčivosti a nedotáčivosti, jež umožňují zachování (či obnovení) zvoleného směru jízdy, by logicky mělo být zlepšení přenosu sil mezi kolem a vozovkou. Je však velké množství možností, jak tuto hlavní funkci ovlivnit. Přehled faktorů, vyplývajících především z rovnic silové rovnováhy (8.1),(8.2),(8.3), ovlivňujících přenos sil mezi kolem a vozovkou je znázorněn v PŘÍLOZE č.2. Zelené šipky u uvedených veličin ukazují, zda ke zlepšení hlavní funkce dojde jejich zvýšením, snížením nebo obecnou změnou. Z tohoto přehledu vyplývá, že veličin ovlivňujících přetáčivost a nedotáčivost je velké množství, přičemž některé figurují i ve více faktorech.

Pomocí takto získaných veličin je sestavena tabulka pro multikriteriální subjektivní hodnocení sedmi vybraných řešení z hlediska hlavní funkce – PŘÍLOHA č.3.

Pro hlubší pochopení funkce a získání přehledu o funkčních principech jednotlivých řešení je ke každému z technických řešení, zajišťujícího zachování (popř. obnovení) zvoleného směru jízdy, vytvořen hierarchický funkční strom a funkční struktura (viz. PŘÍLOHA č.5 a PŘÍLOHA č.6). Ze získaného přehledu o jednotlivých funkcích technických systémů je vytvořena morfologická matice – PŘÍLOHA č.4. Do této matice jsou zařazena čtyři technická řešení, která podle multikriteriálního řešení nejlépe plní hlavní funkci a přidáno vlastní technické řešení (nezávislé směrové natáčení kol přední nápravy).

Čtyři řešení, která nejlépe splňují hlavní funkci, jsou:

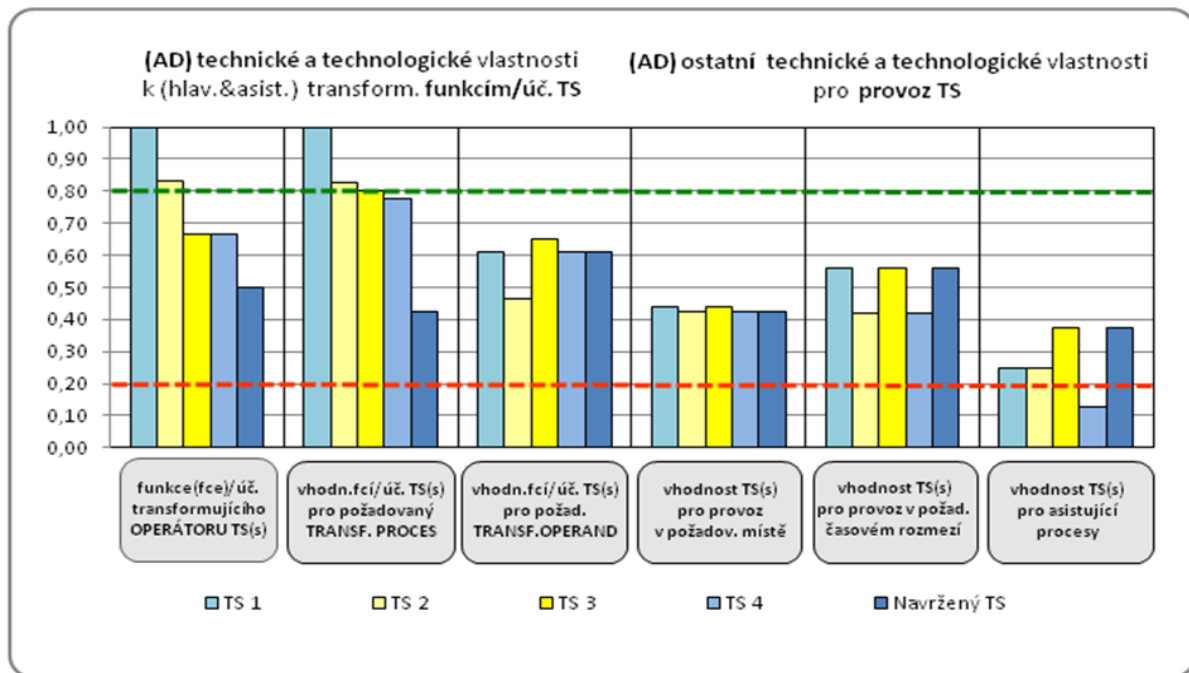
1. systém ESP
2. systém přiřizování zadní nápravy
3. aktivní aerodynamické prvky
4. adaptivní / aktivní pružící a tlumící systémy

Vlastnosti těchto čtyř řešení jsou dále komplexně zhodnocena pomocí *specifikace požadavků a hodnocení vlastností* [Hosnedl & Srp & Dvořák 2010]. Grafické shrnutí hodnocení

charakteristik základních provozních vlastností a chování vybraných technických systémů je

na

Obr. 22.



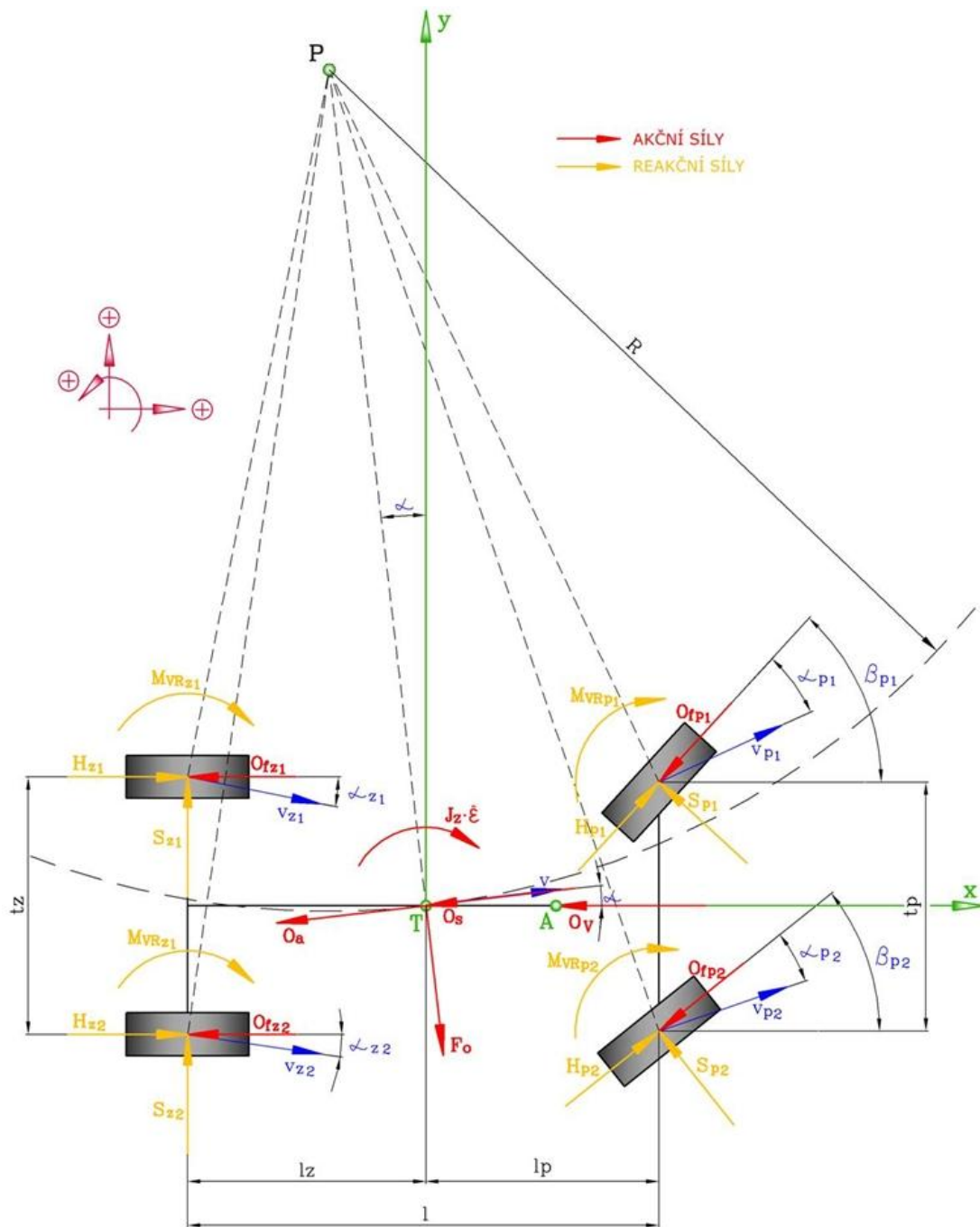
Obr. 22: Výsledky hodnocení indikátorů základních provozních vlastností (vč. chování) vybraných principů technických systémů pro snížení vlivu přetáčivosti a nedotáčení na chování vozidla

Z předchozího porovnání a hodnocení vybraných technických řešení vyplývá, že nejlépe plní většinu základních požadavků **system ESP**.

Snahou této práce je tedy vyvinutí zařízení, které dále vylepší funkce a vlastnosti tohoto systému.

8. Řešení matematického modelu statické říditelnosti

Pro vyšetřování silových účinků na vozidlo je optimální využít tzv. rovinný (tj. dvourozměrný) dynamický model a zkoumat silové účinky v půdorysném zobrazení. Obecně na vozidlo, které projíždí zatáčkou, působí následující síly:



Obr. 23: Obecný rovinný dynamický model automobilu (vlastní zpracování dle [1])

- Kde: H_i [N] - hnací síly na kolech
 O_{fi} [N] - valivé odpory na kolech
 O_v [N] - odpor vzduchu
 O_a [N] - odpor zrychlení
 O_s [N] - odpor stoupání
 S_i [N] - boční vodící síly pneumatik
 F_o [N] - odstředivá síla

$J_z \cdot \ddot{\epsilon}$ [$\frac{kg \cdot m^2 \cdot \circ}{s^2}$] - moment setrvačnosti kolem osy Z

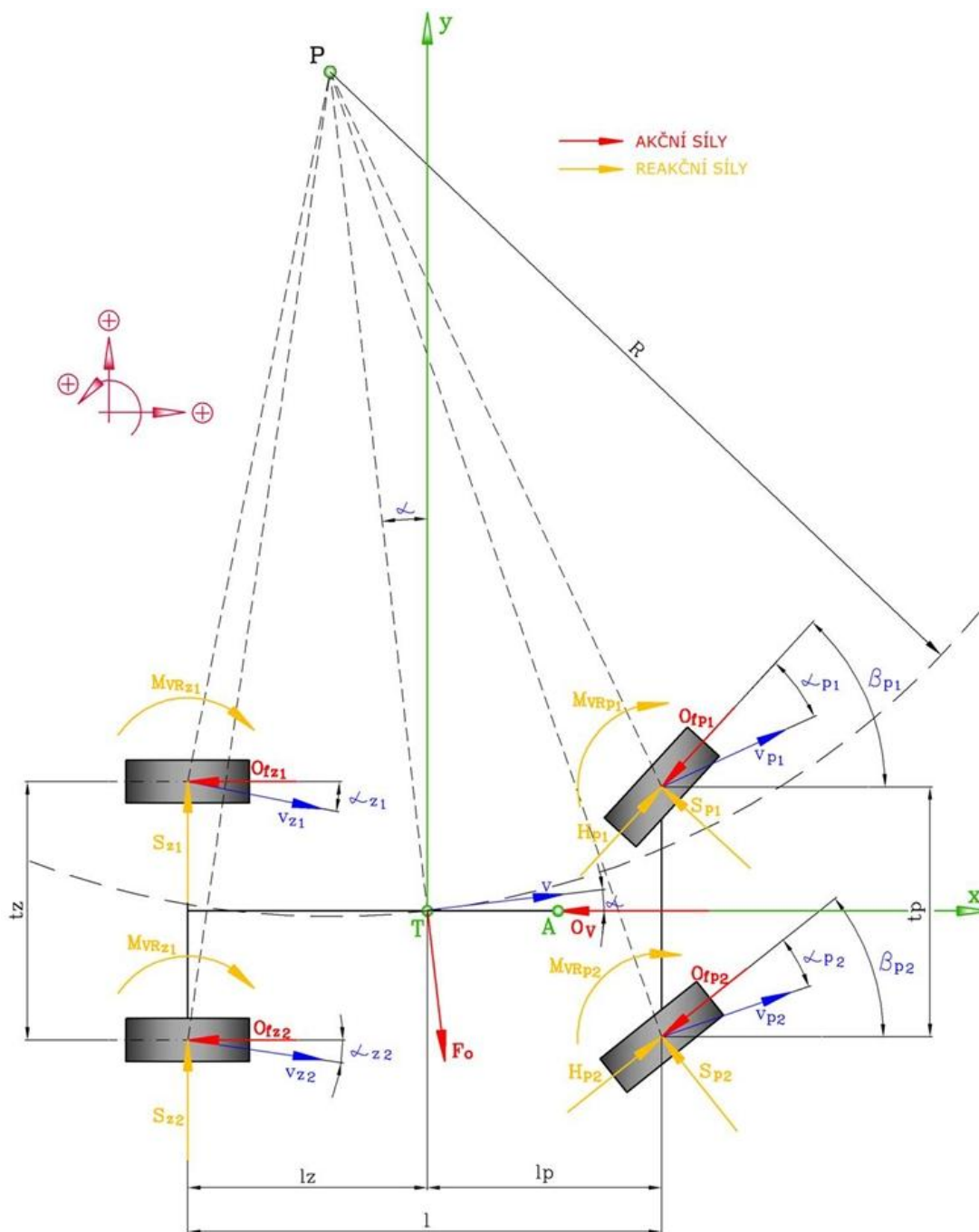
M_{vRi} [N.m] - vratné momenty pneumatik

v_i [m/s]	- okamžitá rychlost pohybu
α_i [°]	- úhly směrových úchylek
βp_i [°]	- úhly natočení předních kol
t_z, t_p [m]	- rozchod kol zadní / přední nápravy
l [m]	- rozvor náprav
l_z, l_p [m]	- horizontální vzdálenost zadní / přední nápravy od těžiště vozidla
R [m]	- poloměr projížděného oblouku
bod T	- těžiště vozidla
bod C	- tlakový aerodynamický střed
bod P	- střed otáčení

Pro vytvoření matematického modelu statické říditelnosti lze využít několika zjednodušení, které lze sepsat do následujících počátečních předpokladů:

- předpoklad statické říditelnosti ($v=\text{konst.}$, $R=\text{konst.}$, $a=0$)
 - $O_a = m \cdot a \cdot \delta = 0$
 - $J_z \cdot \ddot{\epsilon} = 0$
- pohon předních kol
 - $H_{zi} = 0$
- jízda po rovině
 - $O_s = 0$
- odpor vzduchu působí kolmo na čelní plochu automobilu (nulová rychlost větru)
- zanedbání gyroskopických momentů kol
- pohyb po rovině se stejně velkým součinitelem tření na všech kolech

Takto zjednodušený model pro jízdu konstantní rychlostí zatačkou o konstantním poloměru po rovině je znázorněn na následujícím obrázku.



Obr. 24: Zjednodušený rovinný model automobilu (statická říditelnost)

Z tohoto rovinného modelu lze sestavit následující podmínky silové a momentové rovnováhy, které poslouží jako základ pro matematický model statické říditelnosti:

1) rovnováha sil ve směru osy X:

$$\begin{aligned}
 & H_{p1} \cdot \cos \beta_{p1} + H_{p2} \cdot \cos \beta_{p2} - S_{p1} \cdot \sin \beta_{p1} - S_{p2} \cdot \sin \beta_{p2} - O_{fz1} - O_{fz2} - \\
 & - O_{fp1} \cdot \cos \beta_{p1} - O_{fp2} \cdot \cos \beta_{p2} - O_v + F_o \cdot \sin \alpha = 0
 \end{aligned} \tag{8.1}$$

2) **rovnováha sil ve směru osy Y:**

$$H_{p1} \cdot \sin \beta_{p1} + H_{p2} \cdot \sin \beta_{p2} + S_{z1} + S_{z2} + S_{p1} \cdot \cos \beta_{p1} + S_{p2} \cdot \cos \beta_{p2} - \\ - O_{fp1} \cdot \sin \beta_{p1} - O_{fp2} \cdot \sin \beta_{p2} - F_o \cdot \cos \alpha = 0 \quad (8.2)$$

3) **rovnováha momentů k ose Z:**

$$H_{p1} \cdot \sin \beta_{p1} \cdot l_p - H_{p1} \cdot \cos \beta_{p1} \cdot \frac{t_p}{2} + H_{p2} \cdot \sin \beta_{p2} \cdot l_p + H_{p2} \cdot \cos \beta_{p2} \cdot \frac{t_p}{2} + \\ + S_{p1} \cdot \cos \beta_{p1} \cdot l_p + S_{p1} \cdot \sin \beta_{p1} \cdot \frac{t_p}{2} + S_{p2} \cdot \cos \beta_{p2} \cdot l_p - S_{p2} \cdot \sin \beta_{p2} \cdot \frac{t_p}{2} - \\ - S_{z1} \cdot l_z - S_{z2} \cdot l_z + O_{fp1} \cdot \cos \beta_{p1} \cdot \frac{t_p}{2} - O_{fp1} \cdot \sin \beta_{p1} \cdot l_p - O_{fp2} \cdot \cos \beta_{p2} \cdot \frac{t_p}{2} - \\ - O_{fp2} \cdot \sin \beta_{p2} \cdot l_p + O_{fz1} \cdot \frac{t_z}{2} - O_{fz2} \cdot \frac{t_z}{2} - Mvr_{p1} - Mvr_{p2} - Mvr_{z1} - Mvr_{z2} = 0 \quad (8.3)$$

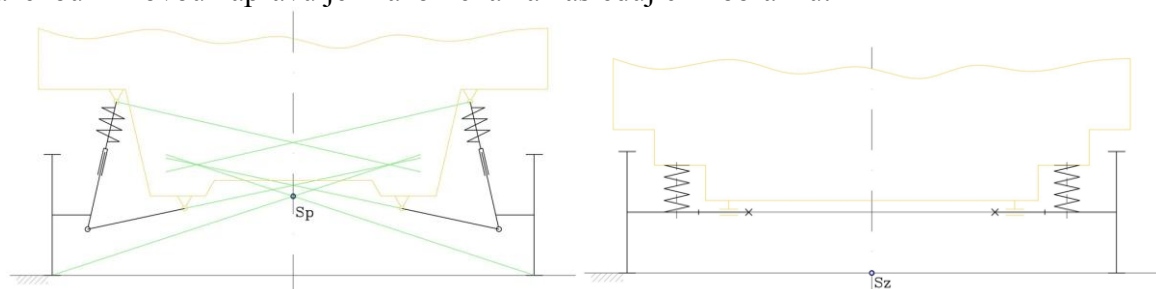
K tomu, abychom mohli vyřešit tyto tři rovnice rovnováhy, je nutné nejprve určit některé neznámé veličiny a závislosti. Jako první je dobré vyřešit závislost svislého zatížení jednotlivých kol na rychlosti vozidla a poloměru oblouku, po kterém se pohybuje.

8.1. Svislé zatížení jednotlivých kol

Výpočet svislého zatížení kol vychází z úhlu klopení karoserie Ψ , resp. z vratných momentů náprav, které toto naklopení vyvolá. Ke zjištění úhlu Ψ je třeba znát geometrii zavěšení a tuhost odpružení.

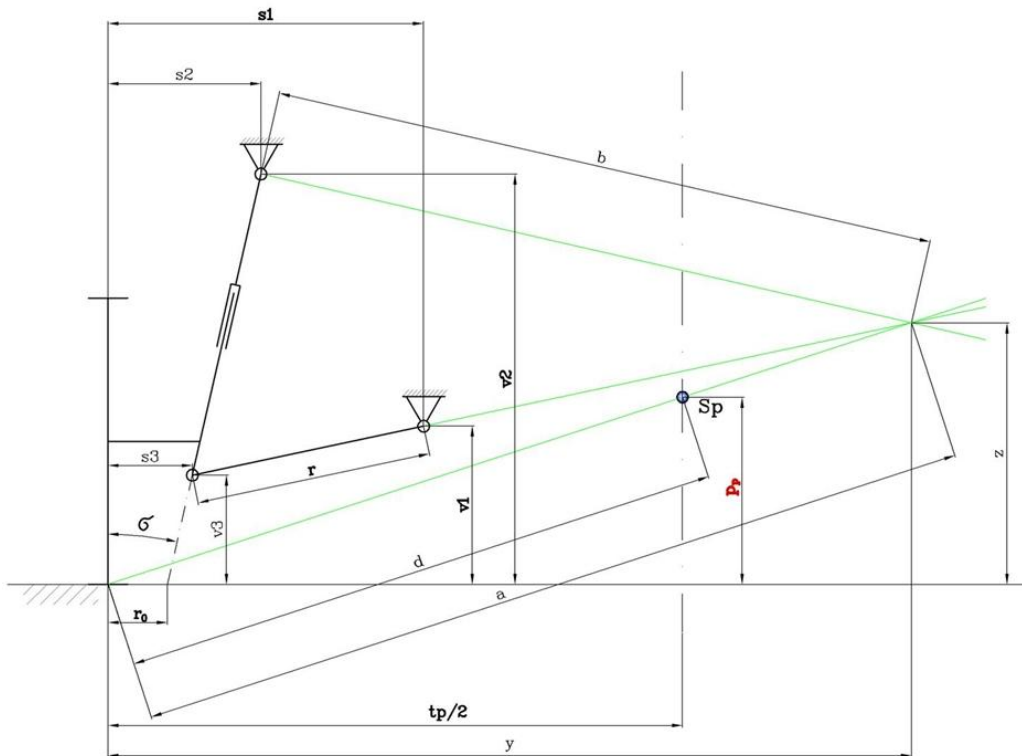
Ke klopení karoserie dochází kolem osy klopení, jež prochází tzv. středy klopení přední a zadní nápravy. Jsou to v podstatě póly pohybu nápravy (resp. vozovky) vůči karoserii, které jsou závislé na konstrukci dané nápravy. V mé práci jsem zvolil jako výchozí model přední zavěšení typu McPherson a zadní spráženou klikovou nápravu (vlečná ramena). Důvodem výběru těchto zavěšení bylo velmi časté použití v reálných typech automobilů nižší střední třídy.

Jak již bylo řečeno, středy klopení by měly být totožné s póly pohybu nápravy vůči karoserii. Jejich polohu lze určit vynesemím kolmic na vektory pohybu jednotlivých ramen zavěšení. Průsečíky těchto kolmic představují dílčí póly pohybu. Spojením těchto dílčích pólů pohybu s body styku kol s vozovkou získáme přímky, v jejichž průsečíku leží výsledný střed klopení. Poloha středů klopení označená jako S_p a S_z pro přední nápravu McPherson a zadní spráženou klikovou nápravu je znázorněna na následujícím obrázku.



Obr. 25: Znázornění polohy středů klopení pro vybrané typy náprav

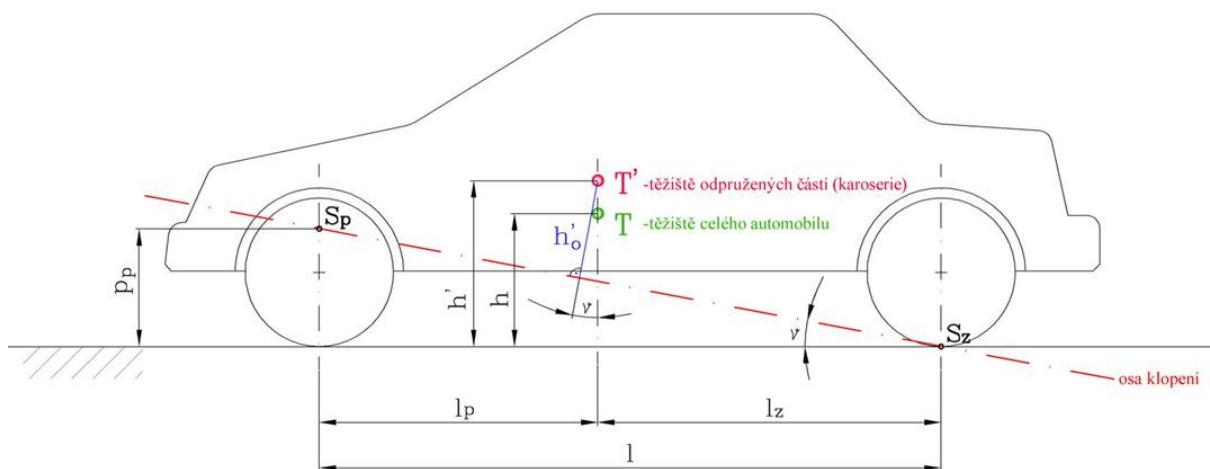
Výška středu klopění je tedy pro zadní nápravu v rovině vozovky. Výška středu klopění přední nápravy (označená jako p_p) lze učit ze známé geometrie a rozměrů zavěšení.



Obr. 26: Schéma zavěšení McPherson pro výpočet středu klopění

Dle Obr. 26 je výška středu klopění přední nápravy:

$$p_p = \sqrt{\frac{tp^2}{4} \cdot \left(\frac{a^2}{[s_2 + b \cdot \cos \sigma]^2} - 1 \right)} \quad (8.4)$$



Obr. 27: Osa klopění karoserie

Nyní již lze sestavit osu klopení (viz. Obr. 27), podle níž se karoserie v zatáčce naklápí.

Pro výpočet klopného momentu, který naklápí karoserii automobilu, je třeba znát:

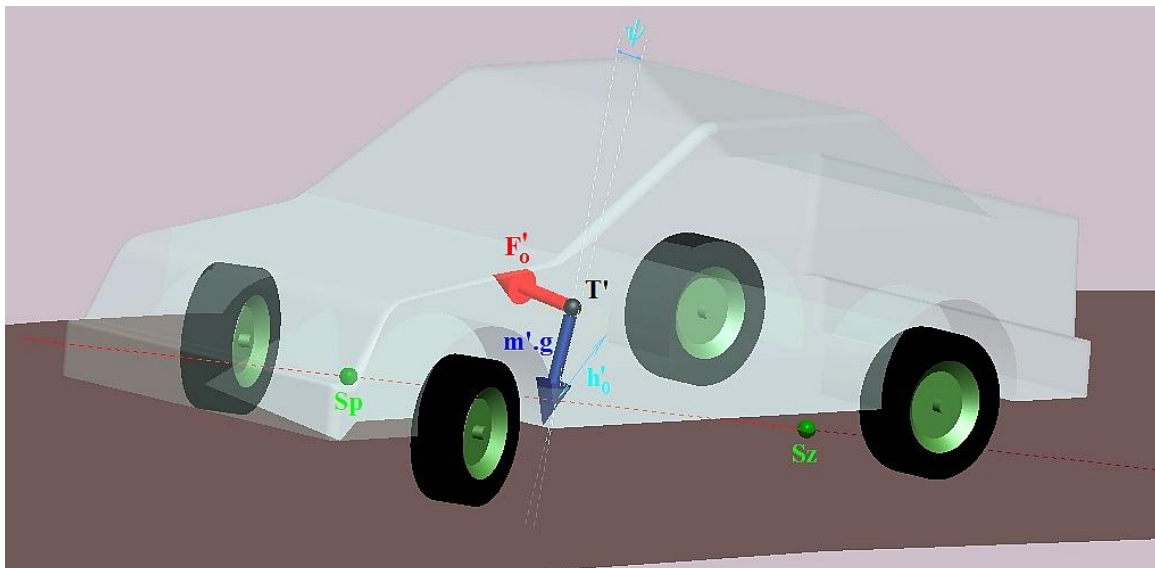
m' [kg] - hmotnost odpružené části vozidla (karoserie)

h' [m] - výška těžiště odpružené části vozidla

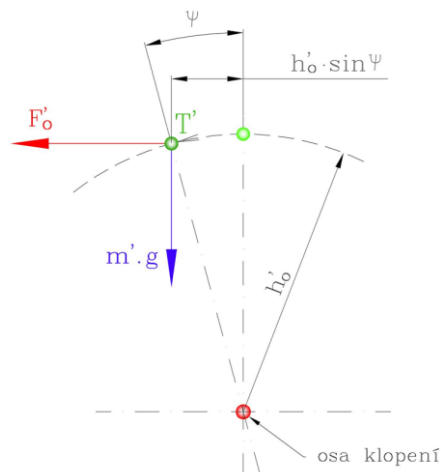
Vzdálenost h_0' , popisující kolmou vzdálenost těžiště odpružené části vozidla od osy klopení, určuje následující rovnice, vycházející z Obr. 27:

$$\underline{\underline{h_0' = \left[h' - l_z \cdot \frac{p_p}{l} \right] \cdot \frac{l}{\sqrt{p_p^2 + l^2}}} \quad (8.5)}$$

Klopný moment lze odvodit z následujících obrázků. Zanedbáme při tom vliv setrvačnosti neodpružených hmot (náprav), jejichž účinek je velice malý.



Obr. 28: Silové účinky vyvolávající klopný moment



Obr. 29: Průmět silových účinků do roviny kolmé na osu klopení

Klopný moment je:

$$M_{KL} = F'_0 \cdot h'_0 \cdot \cos \psi + m' \cdot g \cdot h'_0 \cdot \sin \psi$$
$$\underline{\underline{M_{KL} = m' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h'_0 \cdot \cos \psi + m' \cdot g \cdot h'_0 \cdot \sin \psi}} \quad (8.6)$$

Tento klopný moment určený k ose klopení musí být z hlediska momentové rovnováhy stejně velký jako reakční vratný moment náprav. Vratný moment lze vypočítat jako součet vratných momentů přední a zadní nápravy a stabilizátorů.

$$\underline{\underline{M_{VR} = M_{VRp} + M_{VRz} + M_{VRs}}} \quad (8.7)$$

Prvním reakčním momentem je vratný moment přední nápravy M_{VRp} , který lze obecně určit z následujícího vztahu:

$$\underline{\underline{M_{VRp} = \Delta Z_p \cdot t_p = C_p \cdot \operatorname{tg} \psi}} \quad (8.8)$$

Kde:

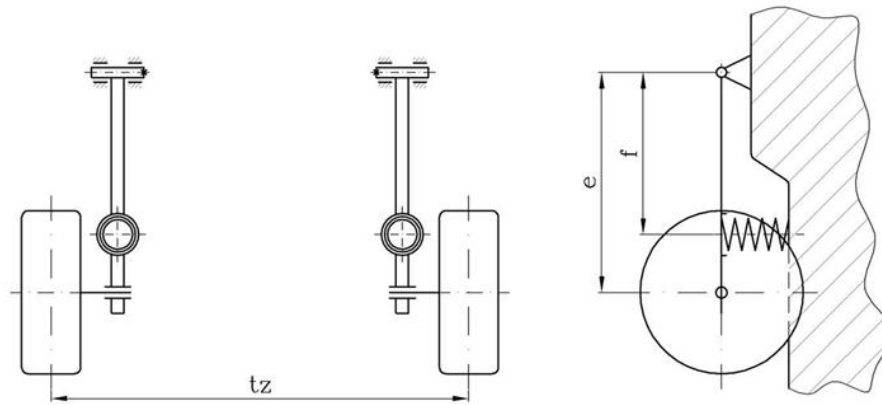
- ΔZ_p [N] - změna svislého zatížení přední nápravy vlivem klopení
- t_p [m] - rozchod kol přední nápravy
- C_p [N.m/°] - klopná tuhost přední nápravy
- Ψ [°] - úhel klopení karoserie

Protože nemusíme znát celkovou klopnou tuhost přední nápravy, je dobré tuto tuhost pomoci známé geometrie zavěšení přepočítat na tuhost přední pružiny c_p .

$$\underline{\underline{M_{VRp} = c_p \cdot 2 \cdot \left(\frac{b \cdot d}{a} \right)^2 \cdot \operatorname{tg} \psi}} \quad (8.9)$$

Tímto vztahem je dána požadovaná závislost vratného momentu přední nápravy na úhlu naklopení karoserie.

Stejný postup bude aplikován i na výpočet vratného momentu zadní nápravy, která byla zvolena jako kliková (viz. následující obrázek).



Obr. 30: Schéma zadní klikové nápravy

I zde platí stejný obecný vztah pro vratný moment:

$$\underline{\underline{M_{VRz} = \Delta Z_Z \cdot t_Z = C_Z \cdot tg \psi}} \quad (8.10)$$

Kde:

ΔZ_Z [N] - změna zatížení zadní nápravy vlivem klopení

t_Z [m] - rozchod kol zadní nápravy

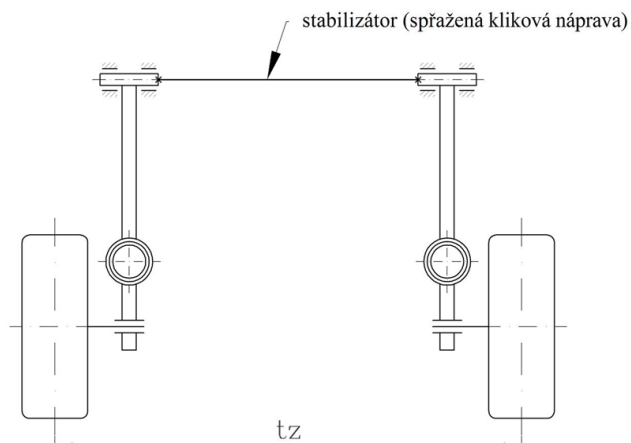
C_Z [N.m] - klopná tuhost zadní nápravy

Ψ [°] - úhel klopení karoserie

Po přepočtení klopné tuhosti celé zadní nápravy na tuhost zadní pružiny c_z dostáváme upravený vztah:

$$\underline{\underline{M_{VRz} = \frac{c_Z}{2} \cdot \left(\frac{f \cdot t_Z}{e} \right)^2 \cdot tg \psi}} \quad (8.11)$$

Nyní zbývá určit velikost vratného momentu příčných stabilizátorů. V případě mnou zvoleného zavěšení budu počítat pouze s použitím zadního stabilizátoru, který vytváří zadní spřaženou klikovou nápravu (viz. následující obrázek).



Obr. 31: Použití stabilizátoru na zadní nápravy

Pro vratný moment od působení stabilizátoru pak můžeme psát následující vztah:

$$\underline{M_{VRs} = c_{ZKs} \cdot \varphi} \quad (8.12)$$

Kde:

c_{ZKs} [N.m/°] - zkrutná tuhost stabilizátoru

φ [°] - úhel natočení kliky v podélné rovině automobilu

Úpravou a přepočtením na celkovou klopnou tuhost zadní nápravy vyvolané stabilizátorem C_s [N.m] dostaneme požadovanou závislost vratného momentu na úhlu naklonění karoserie:

$$\underline{M_{VRs} = C_s \cdot \operatorname{tg} \psi} \quad (8.13)$$

Nyní již máme obecně určené klopné i vratné momenty. Můžeme je tedy dosadit do rovnice (8.7) a vytvořit tak vztah pro momentovou rovnováhu s rovnicí pro klopný moment (8.6), ze které lze odvodit úhel naklonění karoserie Ψ .

$$m' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h'_0 \cdot \cos \psi + m' \cdot g \cdot h'_0 \cdot \sin \psi = c_p \cdot 2 \cdot \left(\frac{b \cdot d}{a} \right)^2 \cdot \operatorname{tg} \psi + \frac{c_z}{2} \cdot \left(\frac{f \cdot t_z}{e} \right)^2 \cdot \operatorname{tg} \psi + C_s \cdot \operatorname{tg} \psi \quad (8.14)$$

Úpravou této rovnice a dosazením známých vztahů pro goniometrické funkce dostáváme:

$$\begin{aligned} & \left(m' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h'_0 \right)^2 - 2 \cdot \left(m' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h'_0 \right)^2 \cdot \sin^2 \psi + \left(m' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h'_0 \right)^2 \cdot \sin^4 \psi - 2 \cdot m' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h'_0 \cdot X \cdot \sin \psi + \\ & + 2 \cdot m' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h'_0 \cdot X \cdot \sin^3 \psi + X^2 \cdot \sin^2 \psi = (m' \cdot g \cdot h'_0)^2 \cdot \sin^2 \psi - (m' \cdot g \cdot h'_0)^2 \sin^4 \psi \end{aligned} \quad (8.15)$$

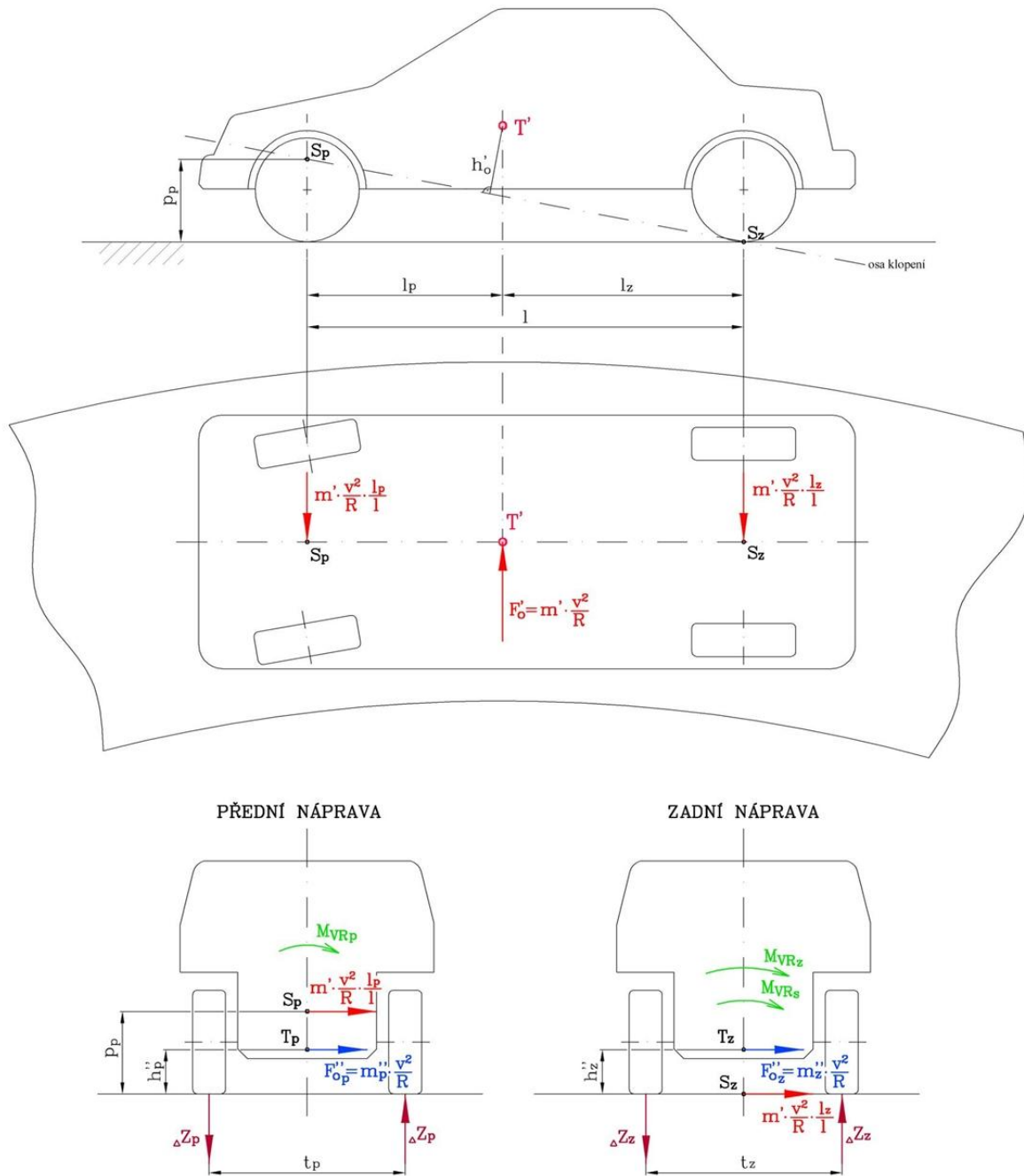
Z předchozího vztahu je zřejmé, že se jedná o kvartickou rovnici se čtyřmi kořeny pro $\sin \Psi$, z nichž pouze jeden je reálný. Kvartickou rovnici můžeme tedy psát v následujícím tvaru:

$$\underline{a \cdot \sin^4 \psi + b \cdot \sin^3 \psi + c \cdot \sin^2 \psi + d \cdot \sin \psi + e = 0} \quad (8.16)$$

Kde a,b,c,d,e jsou koeficienty kvartické rovnice. Po určení reálného kořene kvartické rovnice, jímž je $\sin \Psi$, již snadno zjistíme skutečný úhel klopení karoserie Ψ :

$$\underline{\psi = \arcsin(\sin \psi)} \quad (8.17)$$

Pro zjištění změny zatížení jednotlivých kol využijeme momentové rovnováhy vzhledem k nápravám, která vychází z následujícího obrázku.



Obr. 32: Momentová rovnováha vůči nápravám

Kde:

- T' – těžiště odpružené části automobilu (karoserie)
- T_P, T_Z – těžiště neodpružené části vozidla (přední / zadní náprava)
- h_0'' – vzdálenost těžiště karoserie od osy klopení
- S_p, S_z – střed klopení přední / zadní
- p_p – výška středu klopení od vozovky
- l – rozvor vozidla
- l_z, l_p – horizontální vzdálenost těžiště od zadní / přední nápravy
- h_p'', h_z'' – výška těžiště přední / zadní nápravy od vozovky
- t_p, t_z – rozchod kol přední / zadní nápravy

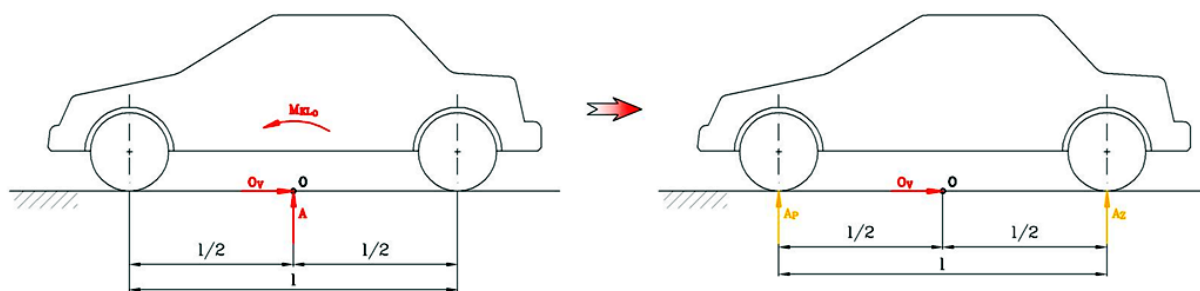
- $\Delta Z_P, \Delta Z_Z$ – změna zatížení kol přední / zadní nápravy
 F_O' – odstředivá síla působící na odpruženou část vozidla (karoserii)
 F_{OP}''', F_{OZ}''' – odstředivá síla působící na neodpružené části vozidla (přední / zadní nápravu)
 m' – hmotnost odpružené části vozidla (karoserie)
 m_P''', m_Z''' – hmotnost neodpružených částí vozidla (přední / zadní náprava)
 $M_{VRP}, M_{VRZ}, M_{VRs}$ – vratný moment přední nápravy / zadní nápravy / stabilizátoru
 v – rychlost vozidla
 R – poloměr pohybu vozidla

Změna zatížení vlivem klopení při využití vztahů momentové rovnováhy (dle Obr. 32) a vztahů pro vratné momenty je:

$$\Delta Z_P = \frac{m' \cdot v^2 \cdot l_Z \cdot p_P}{R \cdot l \cdot t_P} + \frac{2 \cdot c_P}{t_P} \left(\frac{b \cdot d}{a} \right)^2 \cdot \text{tg } \psi + \frac{m_P''' \cdot v^2 \cdot h_P''}{R \cdot t_P} \quad (8.18)$$

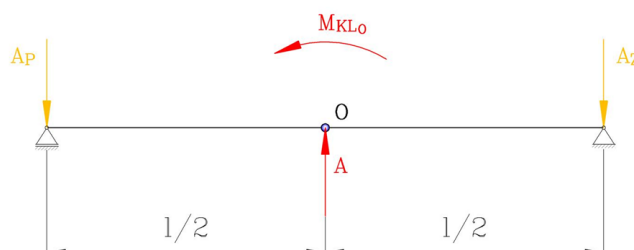
$$\Delta Z_Z = \frac{m' \cdot v^2 \cdot l_P \cdot p_Z}{R \cdot l \cdot t_Z} + \frac{c_Z}{2 \cdot t_Z} \left(\frac{f \cdot t_Z}{e} \right)^2 \cdot \text{tg } \psi + \frac{C_S \cdot \text{tg } \psi}{t_Z} + \frac{m_Z''' \cdot v^2 \cdot h_Z''}{R \cdot t_Z} \quad (8.19)$$

Dalším faktorem ovlivňujícím zatížení kol jsou aerodynamické vlastnosti automobilu, konkrétně účinky proudu vzduchu způsobující klonění karosérie. Jsou to: čelní odpor vzduchu O_V , vztlak A a klonivý moment M_{KLo} . Tyto účinky se stanovují experimentálně a jsou obvykle vztažené k bodu O , který je umístěn v polovině rozvoru automobilu v rovině vozovky (viz. následující obrázek).



Obr. 33: Vzdušné účinky

Protože chceme určit reakce na kolech, je vhodné tyto účinky nahradit třemi silami O_V , A_P , A_Z , kde A_P a A_Z jsou hledané vztlakové síly působící na přední a zadní nápravu. Při výpočtu pak využijeme následující momentové rovnováhy:



$$\underline{\underline{A_p = \frac{A}{2} - \frac{M_{KLo}}{l}}} \quad (8.20)$$

$$\underline{\underline{A_z = \frac{A}{2} + \frac{M_{KLo}}{l}}} \quad (8.21)$$

Kde M_{KLo} je klonivý moment, který je definován jako:

$$M_{KLo} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{VZD} \cdot S_X \cdot v^2 \cdot l \cdot c_{Mo} \quad (8.22)$$

Kde:

ρ_{VZD} [kg/m ³]	- hustota vzduchu
S_X [m ²]	- plocha průmětu čelní plochy automobilu
v [m/s]	- rychlost pohybu vozidla
l [m]	- rozvor vozidla
c_{Mo} [-]	- součinitel klonivého momentu

Pro aerodynamickou vztlakovou sílu A platí:

$$A = \frac{1}{2} \cdot \rho_{VZD} \cdot S_X \cdot v^2 \cdot c_A \quad (8.23)$$

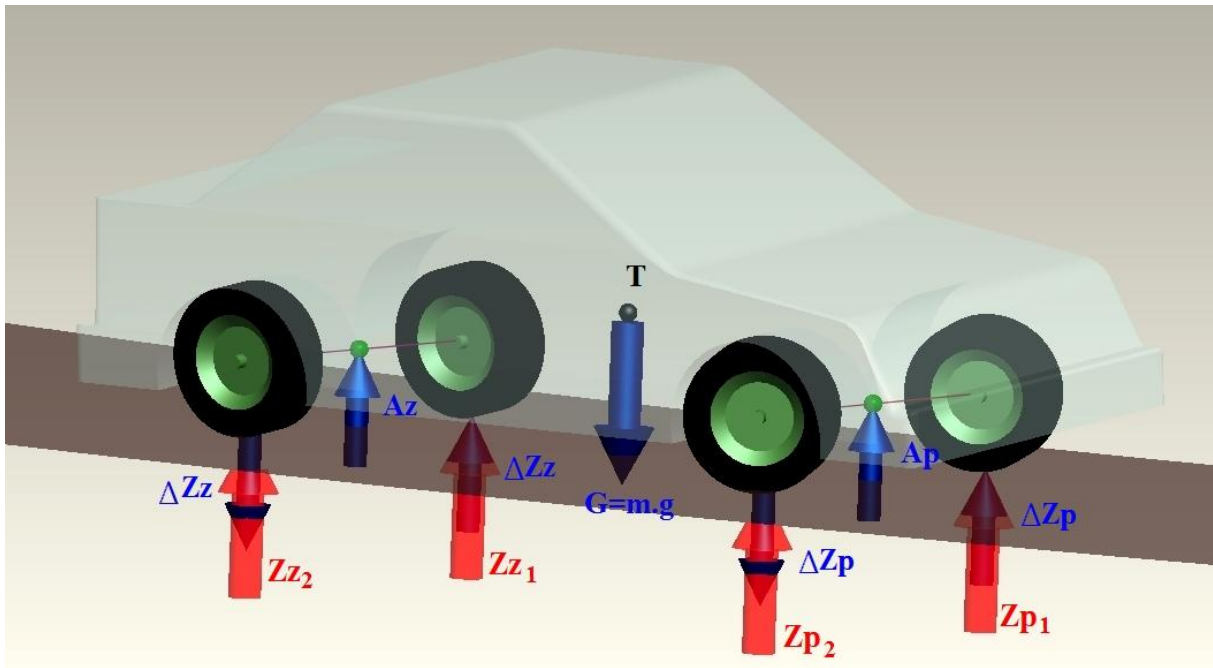
Kde:

c_A [-]	- součinitel vztlaku
-----------	----------------------

Součinitelé vztlaku a klonivého momentu jsou určovány experimentálně. Například pro automobil s karoserií typu hatchback můžeme uvažovat tyto hodnoty (při nulovém úhlu náběhu vzduchu):

$c_{Mo} = -0,10$ až $+0,07$

$c_A = +0,22$ až $+0,38$



Obr. 34: Změny svislého zatížení jednotlivých kol

Pokud známe předchozí hodnoty vztakových sil a změny zatížení vlivem klopení karoserie (viz. Obr. 34), můžeme nyní napsat výsledné vztahy pro svislé zatížení jednotlivých kol:

$$\underline{\underline{Z_{p1} = \frac{1}{2} \cdot Z_{pstat} - \Delta Z_p - \frac{A_p}{2}}} \quad (8.24)$$

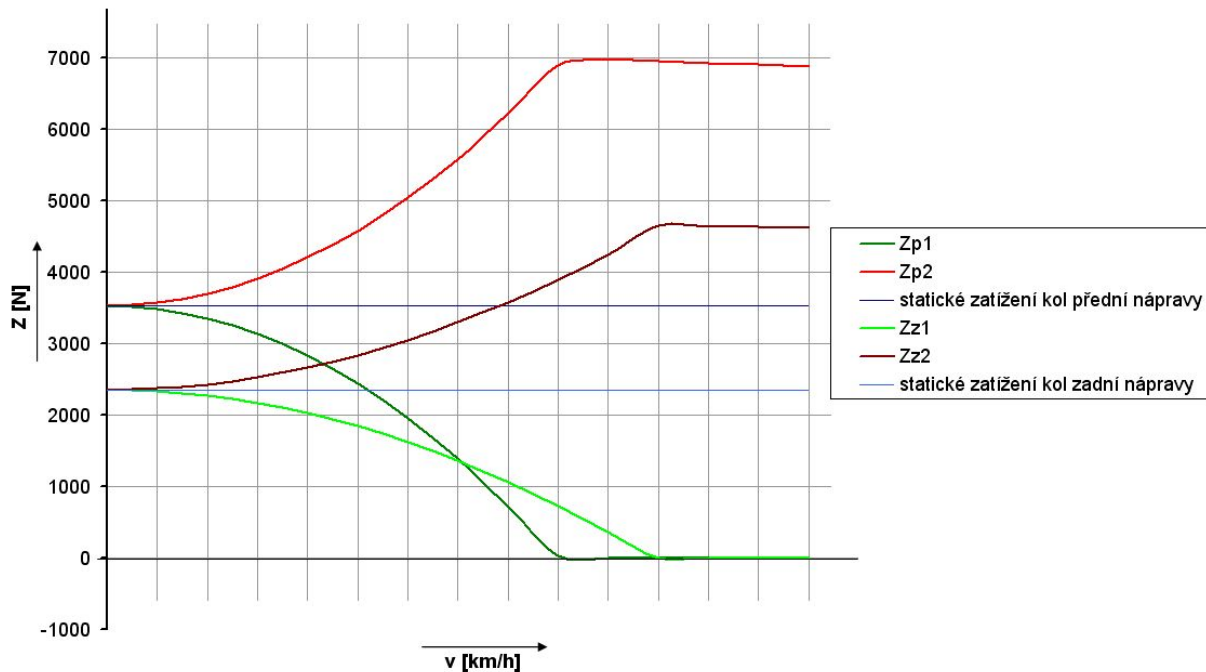
$$\underline{\underline{Z_{p2} = \frac{1}{2} \cdot Z_{pstat} + \Delta Z_p - \frac{A_p}{2}}} \quad (8.25)$$

$$\underline{\underline{Z_{z1} = \frac{1}{2} \cdot Z_{zstat} - \Delta Z_z - \frac{A_z}{2}}} \quad (8.26)$$

$$\underline{\underline{Z_{z2} = \frac{1}{2} \cdot Z_{zstat} + \Delta Z_z - \frac{A_z}{2}}} \quad (8.27)$$

Kde Z_{pstat} a Z_{zstat} je statické zatížení přední a zadní nápravy od vlastní hmotnosti.

Na následujícím obrázku je znázorněn možný příklad závislosti svislého zatížení kol na rychlosti automobilu při konstantním poloměru oblouku, po kterém se automobil pohybuje (při uvažování statické říditelnosti).



Obr. 35: Příklad průběhu svislého zatížení kol na rychlosti vozidla (statická říditelnost)

Z obrázku je patrné, že kolo na vnější straně je se vzrůstající rychlostí přitěžováno, zatímco kolo na vnitřní straně je téměř symetricky odlehčováno. Tato závislost pokračuje až do bodu, kdy je svislé zatížení vnitřního kola nulové (vnitřní kolo ztrácí kontakt s vozovkou). V tomto okamžiku se již zatížení vnějšího kola nezvyšuje a začíná mírně klesat díky vztlakové síle odlehčující nápravy.

(Pozn.: tato závislost nezahrnuje adhezní limity styku pneumatik s vozovkou)

8.2. Boční vodící síly a vratné momenty kol

Dalšími důležitými členy v základních rovnicích rovnováhy pro statickou říditelnost (8.1), (8.2), (8.3) jsou boční vodící síly a vratné momenty kol. Jak boční vodící síly, tak vratné momenty kol jsou závislé na geometrii zavěšení, svislém zatížení kola Z_i , úhlu směrové úchylny α a úhlu natočení kol β . Geometrii zavěšení automobilu můžeme uvažovat jako známou a vztahy pro svislé zatížení kol již byly odvozeny (viz. vztahy (8.24), (8.25), (8.26), (8.27)). Neznámými veličinami tak zůstávají úhly směrových výchylek a natočení kol, jejichž vzájemný vztah bude řešen v následující kapitole 8.3.

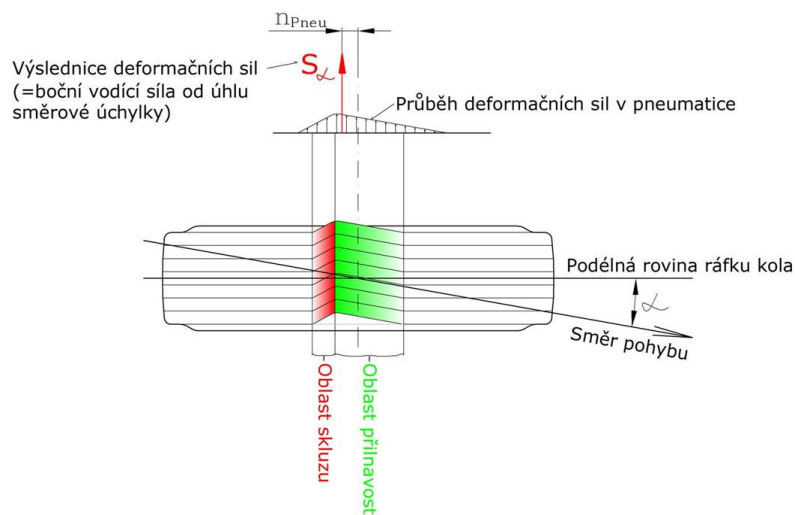
Celková boční vodící síla je složena z boční síly vyvolané úhlem směrové výchylky S_α (viz. Obr. 36) a boční síly vyvolané odklonem kola od svislé polohy S_γ (viz. Obr. 37). Pro tyto síly platí:

$$S_\alpha = c_\alpha \cdot \alpha \quad (8.28)$$

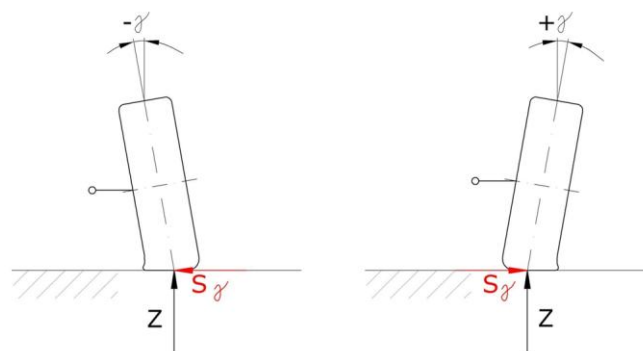
$$S_\gamma = c_\gamma \cdot \gamma \quad (8.29)$$

Kde:

- c_α [N/°] - okamžitá směrová tuhost pneumatiky
 c_γ [N/°] - okamžitá klopná tuhost kola
 α [°] - okamžitá směrová úchylka kola
 γ [°] - okamžitý úhel odklonu kola od svislé polohy



Obr. 36: Boční vodící síla vyvolaná úhlem směrové výchyvky



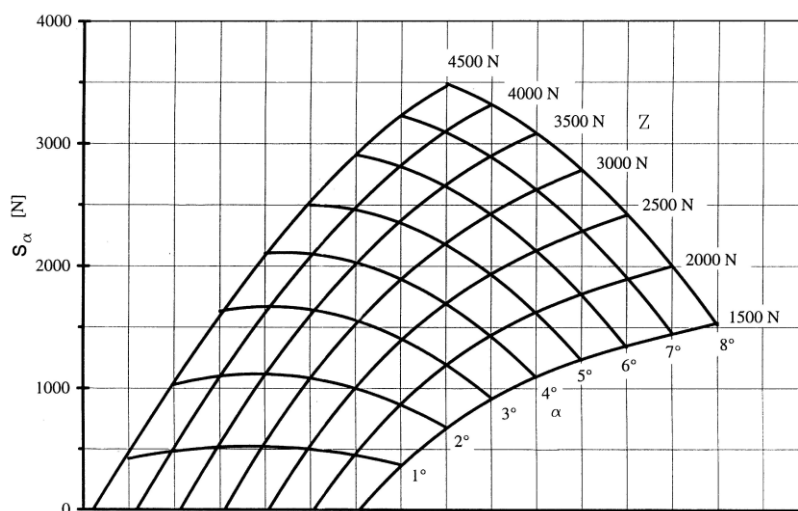
Obr. 37: Boční vodící síla vyvolaná odklonem kola

Na jednotlivé boční síly je potřeba se zaměřit více do hloubky, protože tuhosti c_α a c_γ ani úhly α a γ nejsou konstantami. Například závislost boční vodící síly na úhlu směrové výchyvky a svislém zatížení je určována experimentálně na speciálních zkušebních bubnových nebo pásových zařízeních (příklad viz. Obr. 38).



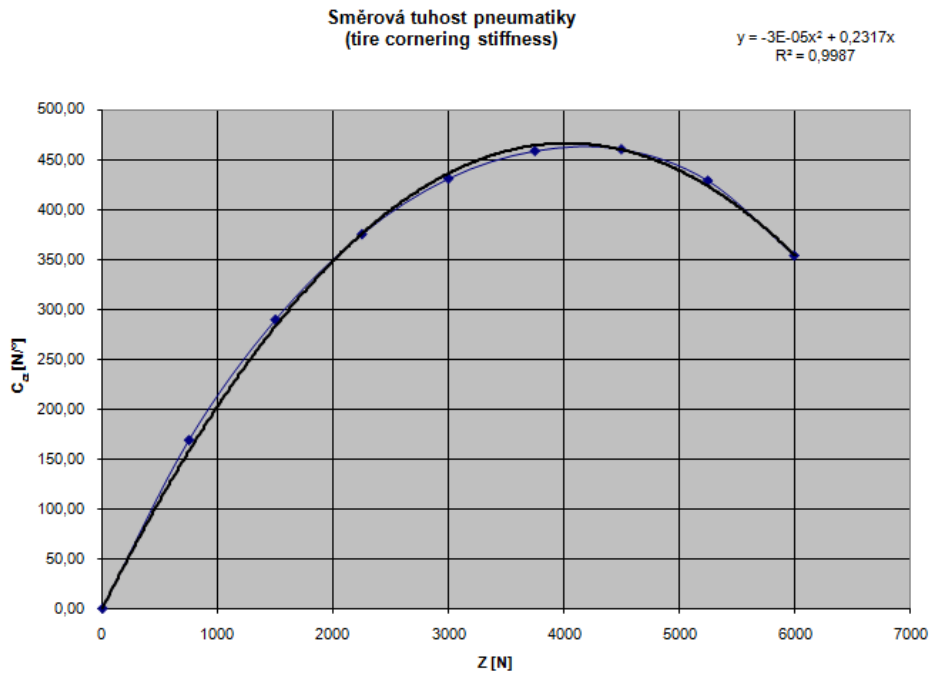
Obr. 38: Experimentální zařízení pro měření charakteristik pneumatiky [9]

Na následujícím obrázku je zobrazena tato experimentálně zjištěná charakteristika pro pneumatiky o rozměrech 155 R 13 [3].



Obr. 39: 2D závislost boční vodící síly na úhlu směrové úchytky a svislém zatížení [3]

Jestliže platí vztah (8.28), je zřejmé, že c_α je funkcí svislého zatížení. Z předchozího grafu lze s postačující přesností určit tuto hledanou závislost směrové tuhosti pneumatik c_α na svislém zatížení, která je znázorněna na následujícím obrázku:

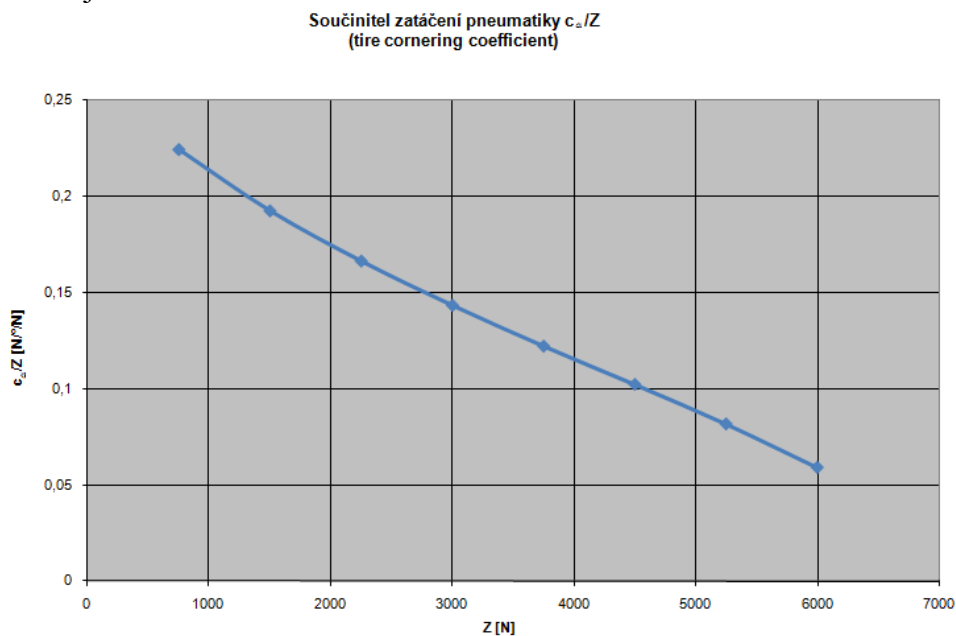


Obr. 40: Závislost směrové tuhosti pneumatiky na svislém zatížení kola

Polynomickou regresí druhého stupně lze tuto závislost matematicky vyjádřit takto:

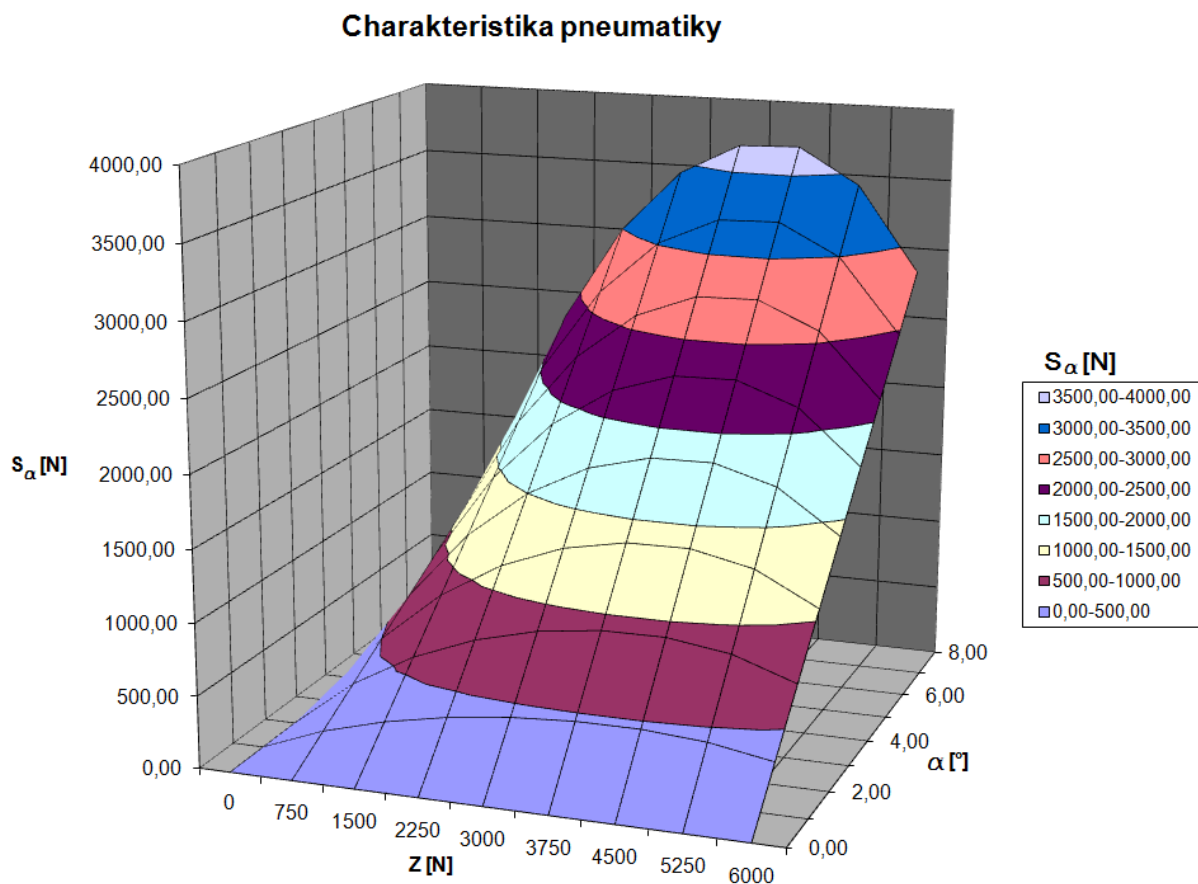
$$c_\alpha = -0,00003 \cdot Z^2 + 0,2317 \cdot Z \quad (8.30)$$

V literatuře je též uváděn pro vyšší vypovídací hodnotu tzv. součinitel zatáčení pneumatiky c_α/Z . Tato závislost součinitele zatáčení pneumatiky na svislém zatížení kola odvozená z Obr. 40 je na následujícím obrázku:



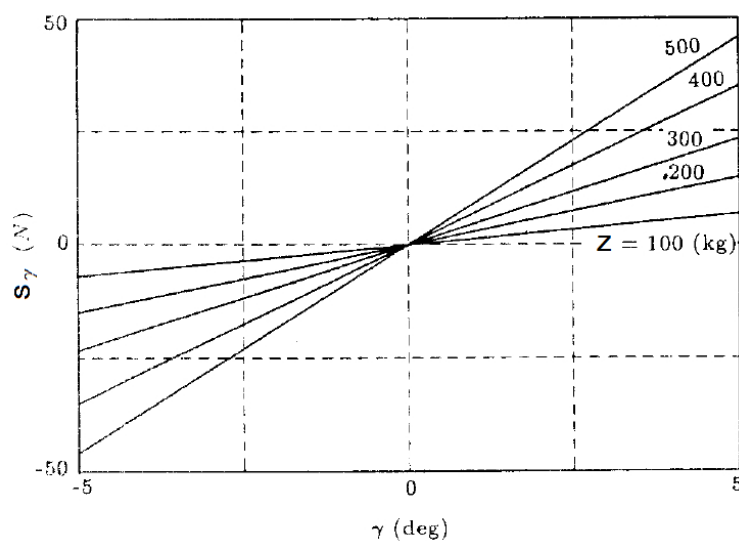
Obr. 41: Závislost součinitele zatáčení pneumatiky na svislém zatížení kola

Pokud pro tvorbu závislosti boční vodící síly na úhlu směrové úchytky a svislém zatížení využijeme rovnice (8.28) a (8.30), dostaneme následující trojrozměrnou grafickou závislost, která byla využita při dalších výpočtech:



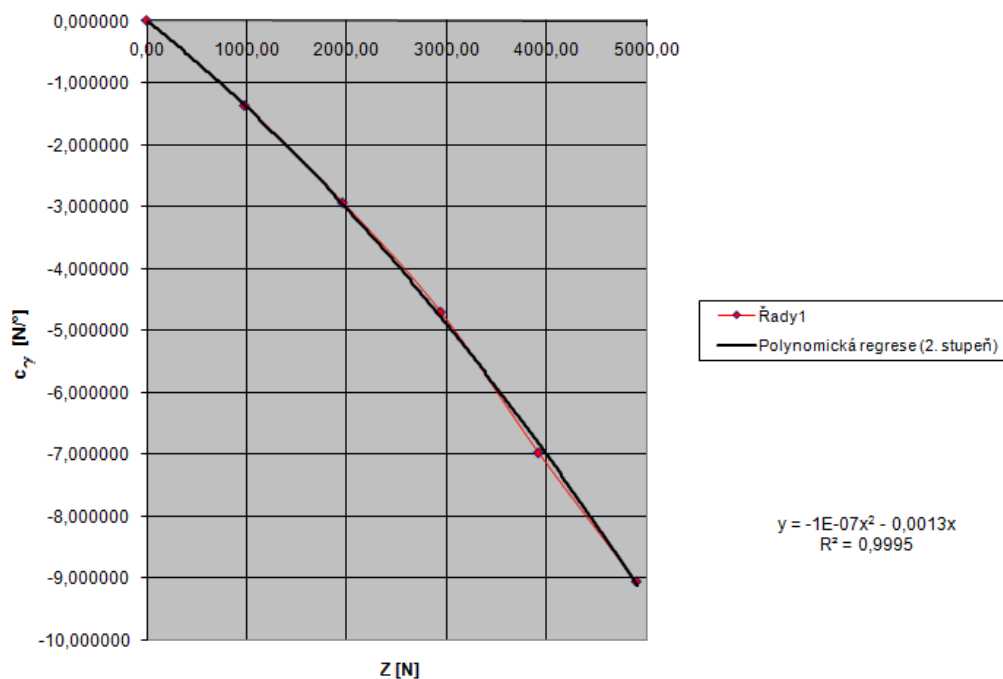
Obr. 42: 3D závislost boční vodící síly na úhlu směrové úchytky a svislém zatížení

Další experimentálně zjištěnou závislostí je závislost boční vodící síly S_γ na odklonu kola od svislé roviny γ a na svislém zatížení Z [4].



Obr. 43: 2D závislost boční vodící síly na úhlu odklonu kola a svislém zatížení [4]

I z tohoto grafu lze s dostatečnou přesností určit přímou závislost klopné tuhosti kola c_γ na svislém zatížení Z :

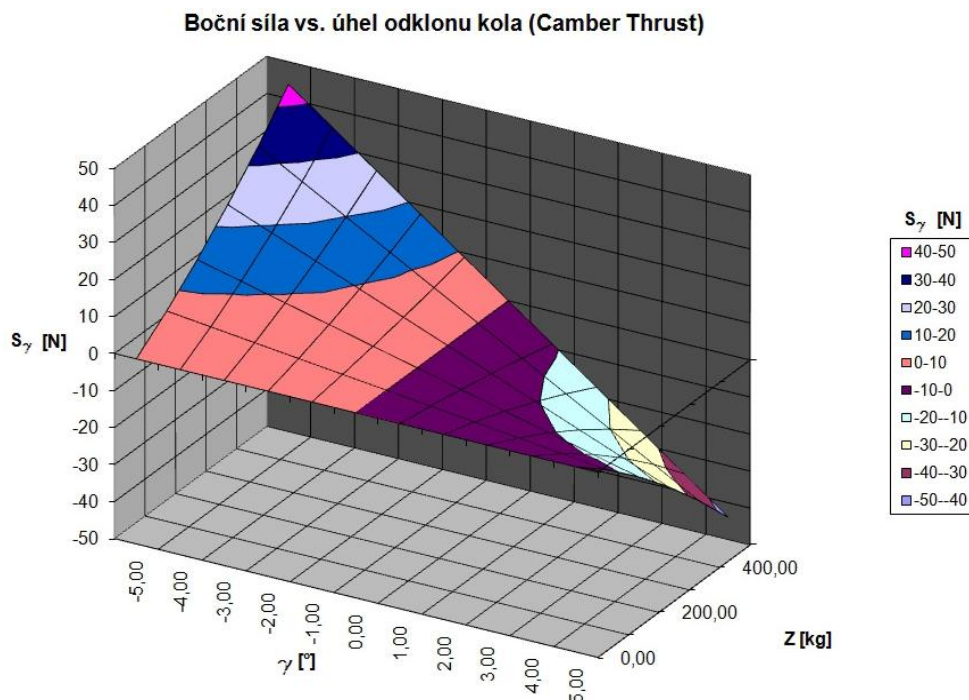


Obr. 44: Závislost klopné tuhosti kola na svislém zatížení kola

Za pomoci polynomičké regrese lze tuto závislost matematicky vyjádřit takto:

$$c_\gamma = -0,0000001 \cdot Z^2 - 0,0013 \cdot Z \quad (8.31)$$

S využitím tohoto vztahu a rovnice (8.29) můžeme zobrazit závislost boční vodící síly S_γ na odklonu kola od svislé roviny γ a na svislém zatížení Z opět v přehledném trojrozměrném grafu.

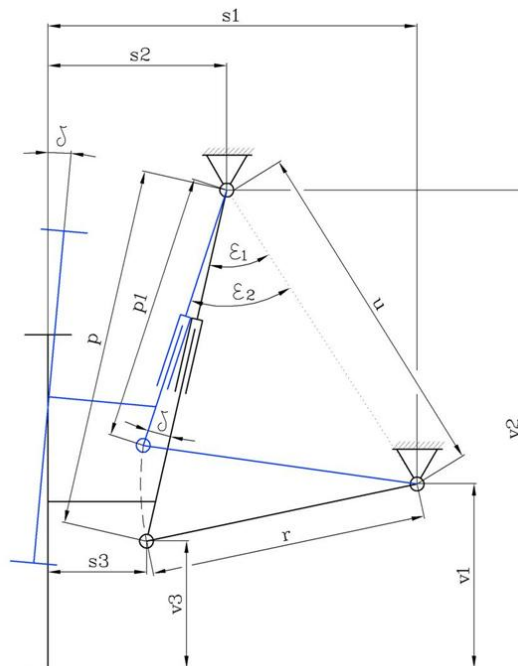


Obr. 45: 3D závislost boční vodící síly na úhlu odklonu kola a svislém zatížení

Nyní by bylo vhodné určit úhly směrové úchylky α a úhly odklonu kol γ , které také nejsou konstantami. Tyto úhly jsou mimo jiné závislé na úhlu natočení řízených kol. Jedná se o obtížněji odvozovanou závislost, bude proto pro lepší přehlednost popsána v následující kapitole.

Můžeme tedy alespoň získat závislost úhlu odklonu kola od svislé roviny (kolmá na rovinu vozovky) na jeho svislém zatížení (vliv propružení kola) a náklonu karoserie. Vycházíme přitom ze známé geometrie zavěšení přední a zadní nápravy.

Pro určení celkového odklonu kola přední nápravy vůči rovině kolmé na rovinu vozovky musíme nejprve vyjádřit odklon δ způsobený propružením vozidla. Příklad propružení je s označením geometrických rozměrů znázorněn na následujícím obrázku:



Obr. 46: Propružení přední nápravy typu McPherson

Odklon kola způsobený propružením na přední nápravě typu McPherson je dle odvození z Obr. 46:

$$\delta_{Pi} = \arccos \frac{p1^2 + u^2 - r^2}{2 \cdot p1 \cdot u} - \arccos \frac{p^2 + u^2 - r^2}{2 \cdot p \cdot u} \quad (8.32)$$

Výsledný odklon předního kola od svislé roviny γ s uvažováním klopení karoserie lze zapsat následujícím vztahem:

$$\underline{\underline{\gamma_{Pi} = \gamma_{Pst} \pm (\psi - \delta_{Pi})}} \quad (8.33)$$

Kde:

znaménko + - pro vnější kolo

znaménko - - pro vnitřní kolo

γ_{Pst} [°] - statický odklon kola (zatížení pouze vlastní pohotovostní hmotností, bez propružení)

ψ [°] - úhel klopení karoserie

δ_{Pi} [°] - odklon kola způsobený propružením

Pro zadní klikovou nápravu můžeme při uvažování absolutní tuhosti jejích ramen psát:

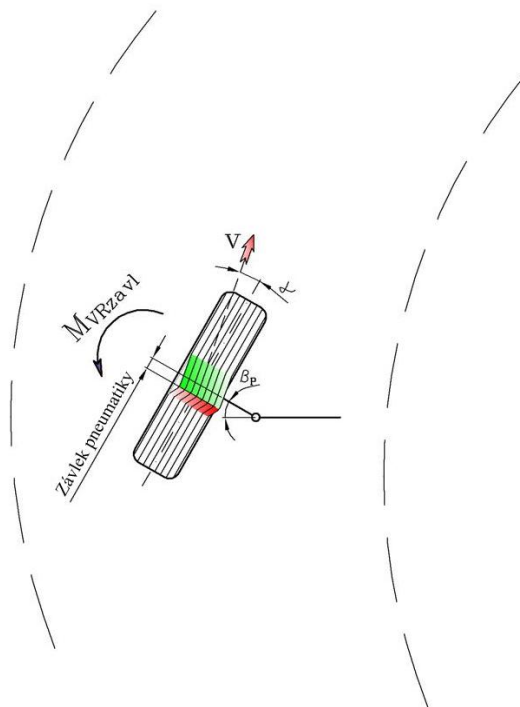
$$\underline{\underline{\gamma_{Zi} = \pm\psi}} \quad (8.34)$$

Ještě tedy zbývá určit vratné momenty jednotlivých kol, které figurují ve třetí rovnici rovnováhy pro statickou říditelnost (8.3). Vratný moment pro každé kolo je složen z vratného momentu způsobeného závlekem pneumatiky (deformací pneumatiky), dále záklonem rejdové osy a příklonem rejdové osy (viz. následující vztah).

$$\underline{\underline{M_{VRi} = M_{VRzávl} + M_{VRzákl} + M_{VRpríkl}}} \quad (8.35)$$

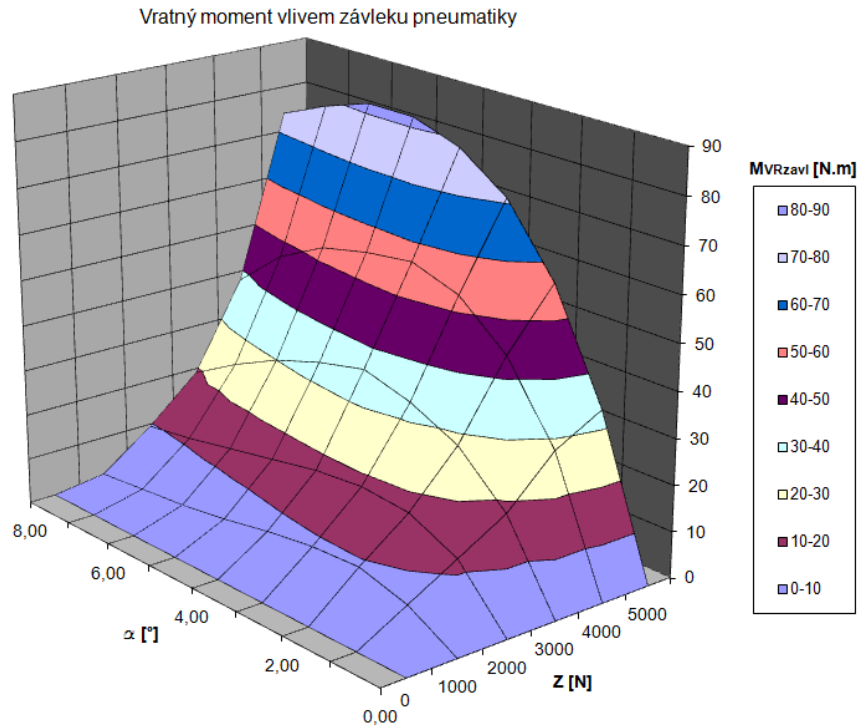
Vratný moment vyvolaný závlekem pneumatiky je znázorněn na Obr. 36. Tento moment vzniká působením výslednice deformačních sil S_α (neboli boční vodící síly od úhlu směrové výchylky) na rameně n_{Pneu} (závlek pneumatiky).

$$\underline{\underline{M_{VRzávl} = S_\alpha \cdot n_{Pneu}}} \quad (8.36)$$



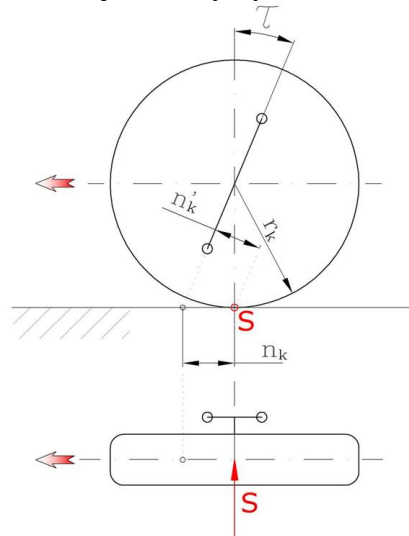
Obr. 47: Vratný moment vyvolaný závlekem pneumatiky

Vratný moment vyvolaný závlekem pneumatiky lze nejlépe zjistit experimentálním měřením na speciálním zařízení (viz. Obr. 38). Takto je získána následující závislost vratného momentu na úhlu směrové úchyly a svislém zatížení (zdroj dat: [3]).



Obr. 48: Závislost vratného momentu kola vlivem závleku pneumatiky na úhlu směrové úchytky a svislém zatížení (vlastní zpracování dle [3])

Vratný moment vyvolaný záklonem rejdové osy vychází z následujícího obrázku:



Obr. 49: Vliv záklonu rejdové osy

$$M_{VRz\acute{a}kl} = S \cdot n'_K \tag{8.37}$$

$$\underline{M_{VRz\acute{a}kl} = S \cdot r_K \cdot \sin \tau} \tag{8.38}$$

Kde:

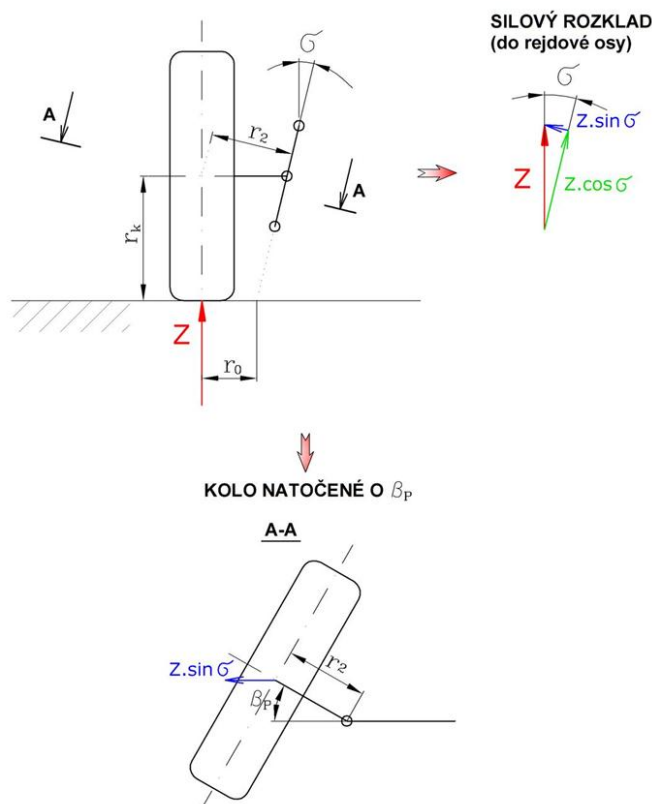
S [N] - celková boční vodící síla (na jednom kole)

n_K [m] - závlek kola

r_K [m] - valivý poloměr kola
 τ [°] - úhel záklonu rejdové osy

Zbývající vratný moment od příklonu rejdové osy vychází z Obr. 50. Pro tento vratný moment, který vzniká při natočení kol do rejdu, můžeme psát vztah:

$$\underline{M_{VRpříkl} = Z \cdot \sin \sigma \cdot (r_0 \cdot \cos \sigma + r_K \cdot \sin \sigma) \cdot \sin \beta_p} \quad (8.39)$$



Obr. 50: Vliv příklonu rejdové osy

Výsledný vratný moment bude mít pro kola přední nápravy tento tvar:

$$\underline{M_{VRPi} = S_\alpha \cdot n_{Pneu} + S \cdot r_K \cdot \sin \tau + Z \cdot \sin \sigma \cdot (r_0 \cdot \cos \sigma + r_K \cdot \sin \sigma) \cdot \sin \beta_p} \quad (8.40)$$

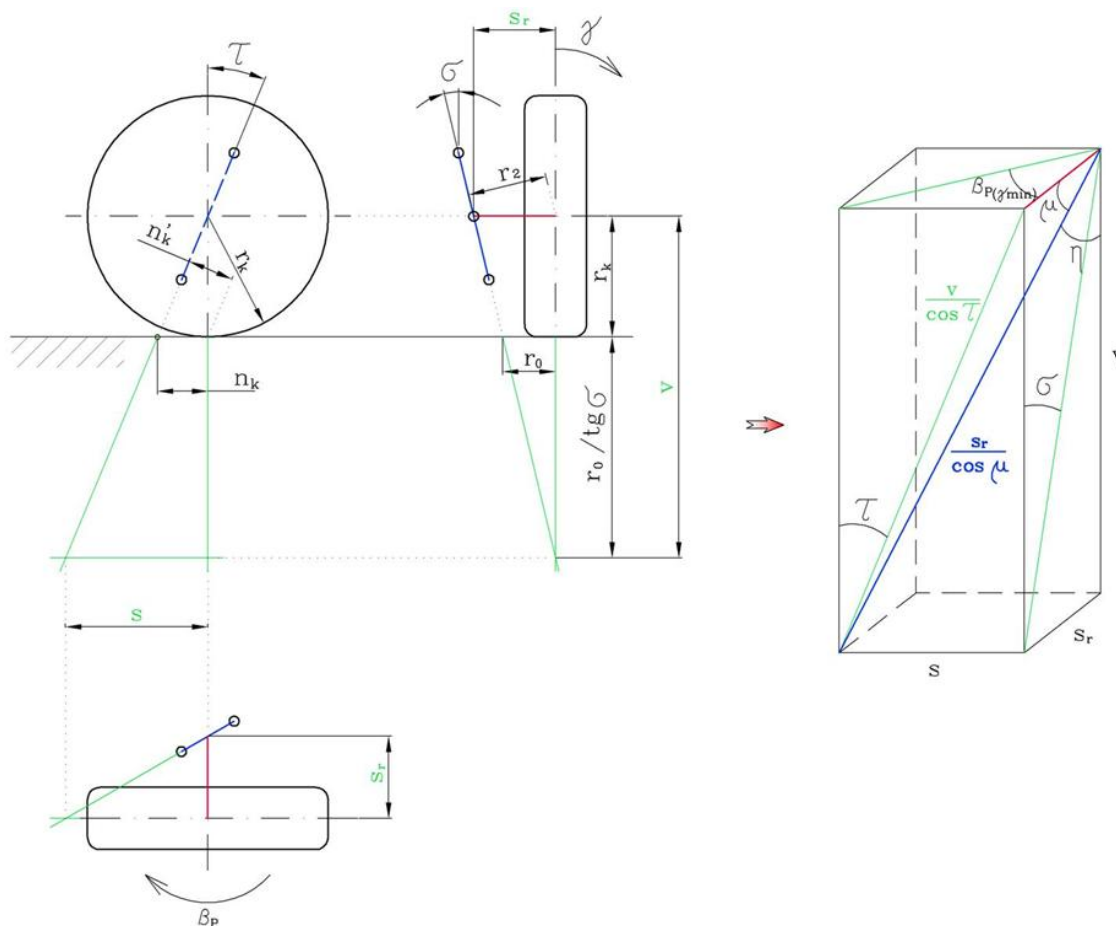
Pro kola zadní nápravy, která byla zvolena jako kliková, bude mít vliv pouze vratný moment vyvolaný závkem pneumatiky. Můžeme tady psát:

$$\underline{M_{VRZi} = S_\alpha \cdot n_{Pneu}} \quad (8.41)$$

Pozn.: Na kola hnací nápravy ještě působí vratný moment od hnací síly. Vzhledem k tomu, že uvažujeme stejnou hnací sílu na levém i pravém kole (klasický otevřený diferenciál), můžeme vliv těchto sil zanedbat. Tyto momenty od hnacích sil se na hnací nápravě vzájemně vyruší.

8.3. Závislost směrových úchylek, odklonu kol a natočení řízených kol

Jako první bude v této kapitole určena závislost odklonu kola na natočení řízených kol. Odklon kola se mění při natáčení kola díky záklonu a příklonu rejdové osy. Schéma geometrie přední nápravy (zvolen typ McPherson) je znázorněna na následujícím obrázku.



Obr. 51: Schéma geometrie přední nápravy

Kde:

- n_K [m] - závlek kola
- r_K [m] - valivý poloměr kola
- r_0 [m] - poloměr rejdou
- τ [°] - úhel záklonu rejdové osy
- σ [°] - úhel příklonu rejdové osy
- γ [°] - úhel odklonu kola
- β_P [°] - úhel natočení kola (rejdou)
- $\beta_{P(\gamma_{\min})}$ [°] - úhel natočení kola v poloze nejmenšího odklonu kola
- s, s_r, v [m] - zvolené pomocné rozměry
- μ, η [°] - zvolené pomocné úhly

Ze znázorněné geometrie lze odvodit následující závislost odklonu kola na natočení řízených kol:

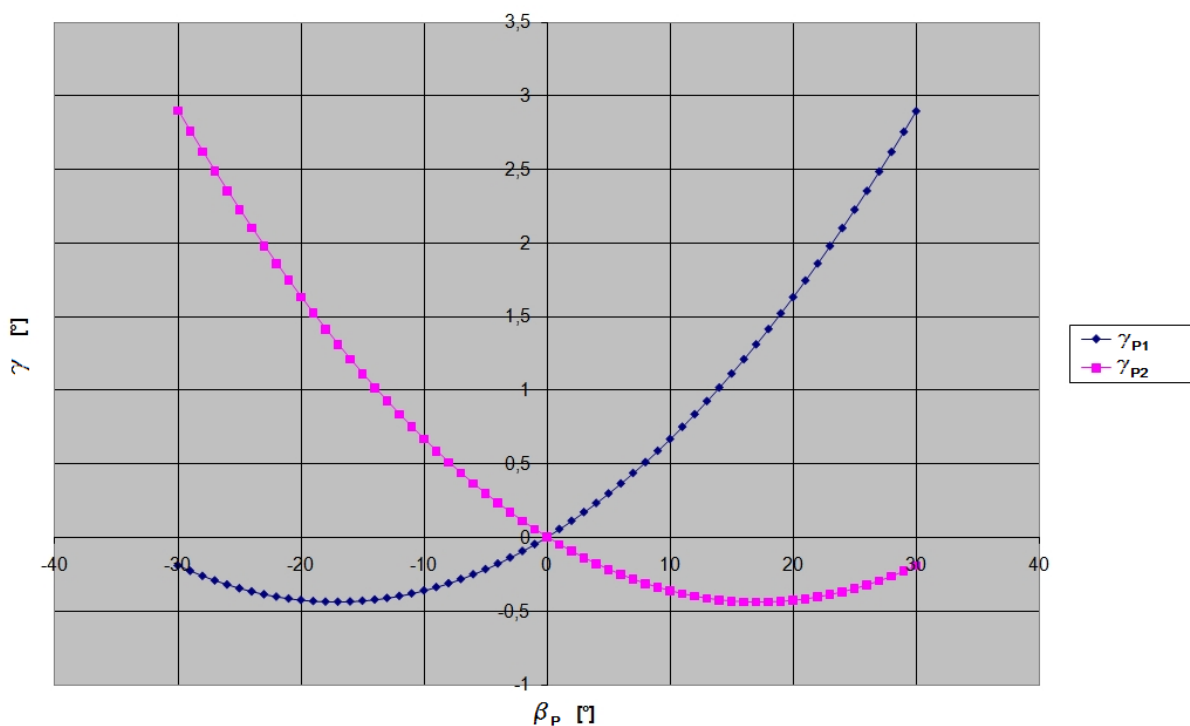
$$\gamma = \arctg \left\{ \frac{\cos(\beta_{P(\gamma \min)} - \beta_P) \cdot \cos \eta \cdot \left(\frac{s_r}{\cos \mu} - s_r \cdot \cos \mu \right) \cdot \operatorname{tg} \eta - \frac{s_r \cdot \sin \mu \cdot \sin \left[\arctg \left(\operatorname{tg}(\beta_{P(\gamma \min)} - \beta_P) \cdot \cos \eta \right) \right]}{\sin(\beta_{P(\gamma \min)} - \beta_P)}}{\cos \eta \cdot \left(\frac{s_r}{\cos \mu} - s_r \cdot \cos \mu \right) + \sin \eta \cdot \left(s_r \cdot \sin \mu - s_r \cdot \sin \mu \cdot \left(1 - \cos \left[\arctg \left(\operatorname{tg}(\beta_{P(\gamma \min)} - \beta_P) \cdot \cos \eta \right) \right] \right) \right)} \right\} \cdot (-1) \quad (8.42)$$

Uvedená závislost může být graficky znázorněna pro levé a pravé kolo dle Obr. 52. Závislost platí pro následující hodnoty, přičemž uvažujeme nulový výchozí odklon kola při nulovém natočení kol do rejdu:

$\sigma = 10^\circ$ - příklon rejdivé osy

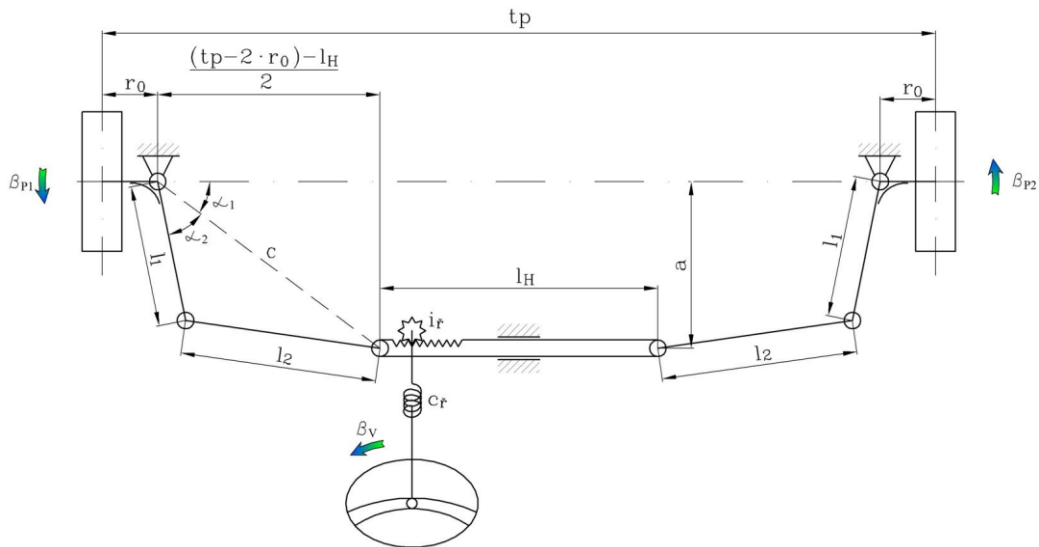
$\tau = 3^\circ$ - záklon rejdivé osy

$r_0 = 0,01\text{m}$ - poloměr rejdu

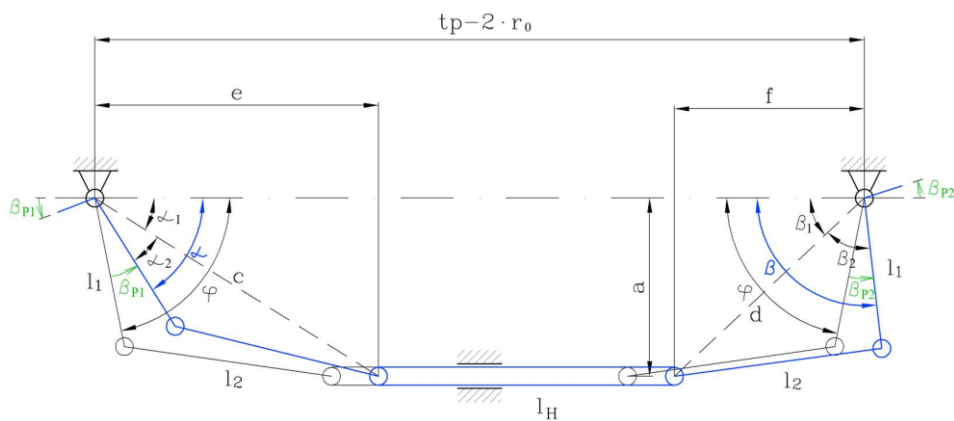


Obr. 52: Příklad závislosti odklonu kol na jejich rejdivém natočení

Další neznámou je natočení řízených kol vůči sobě. Tato závislost je (pokud uvažujeme absolutní tuhost mechanismu) jasně daná geometrií mechanismu řízení. V tomto případě jsem zvolil mechanismus řízení s hřebenovou převodkou a geometrií umožňující rozdílné natočení levého a pravého kola (viz. Obr. 53 a Obr. 54).



Obr. 53: Schéma zvoleného mechanismu řízení



Obr. 54: Geometrické rozměry zvoleného mechanismu řízení v obecné poloze

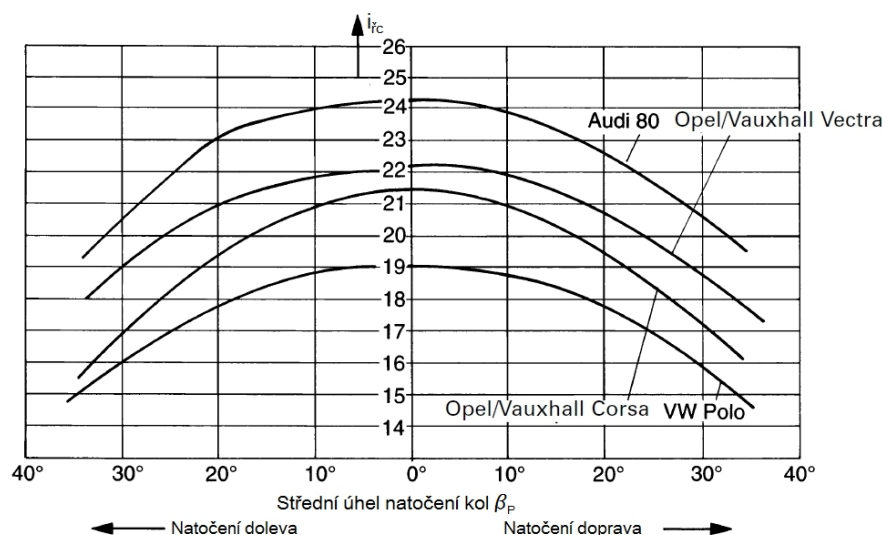
Na Obr. 53 a Obr. 54 jsou znázorněny tyto rozměry a veličiny:

- r_0 [m] - poloměr rejdu
- t_p [m] - rozchod kol přední nápravy
- l_1 [m] - délka řídicí páky
- l_2 [m] - délka řídicí tyče
- l_H [m] - délka hřebenu
- a [m] - vzdálenost osy hřebenu od osy přední nápravy
- c_f [N.m/°] - tuhost řízení
- i_f [-] - převodový poměr hřebenové převodky řízení
- β_{P1}, β_{P2} [°] - úhel natočení levého / pravého kola
- β_V [°] - úhel natočení volantu
- α_1, α_2 [°] - pomocné úhly
- φ [°] - úhel mezi osou přední nápravy a řídicí pákou při nulovém natočení kol
- c [m] - pomocný rozměr

Z těchto obrázků můžeme určit hledanou závislost úhlu β_{P1} na β_{P2} :

$$\beta_{P1} = \varphi - \arcsin \frac{a}{\sqrt{\left[(t_P - 2 \cdot r_0) - l_H - l_1 \cdot \cos(\varphi + \beta_{P2}) - \sqrt{l_2^2 - (a - l_1 \cdot \sin(\varphi + \beta_{P2}))^2} \right]^2 + a^2}} - \arccos \frac{l_1^2 + \left[(t_P - 2 \cdot r_0) - l_H - l_1 \cdot \cos(\varphi + \beta_{P2}) - \sqrt{l_2^2 - (a - l_1 \cdot \sin(\varphi + \beta_{P2}))^2} \right]^2 + a^2 - l_2^2}{2 \cdot l_1 \cdot \sqrt{\left[(t_P - 2 \cdot r_0) - l_H - l_1 \cdot \cos(\varphi + \beta_{P2}) - \sqrt{l_2^2 - (a - l_1 \cdot \sin(\varphi + \beta_{P2}))^2} \right]^2 + a^2}} \quad (8.43)$$

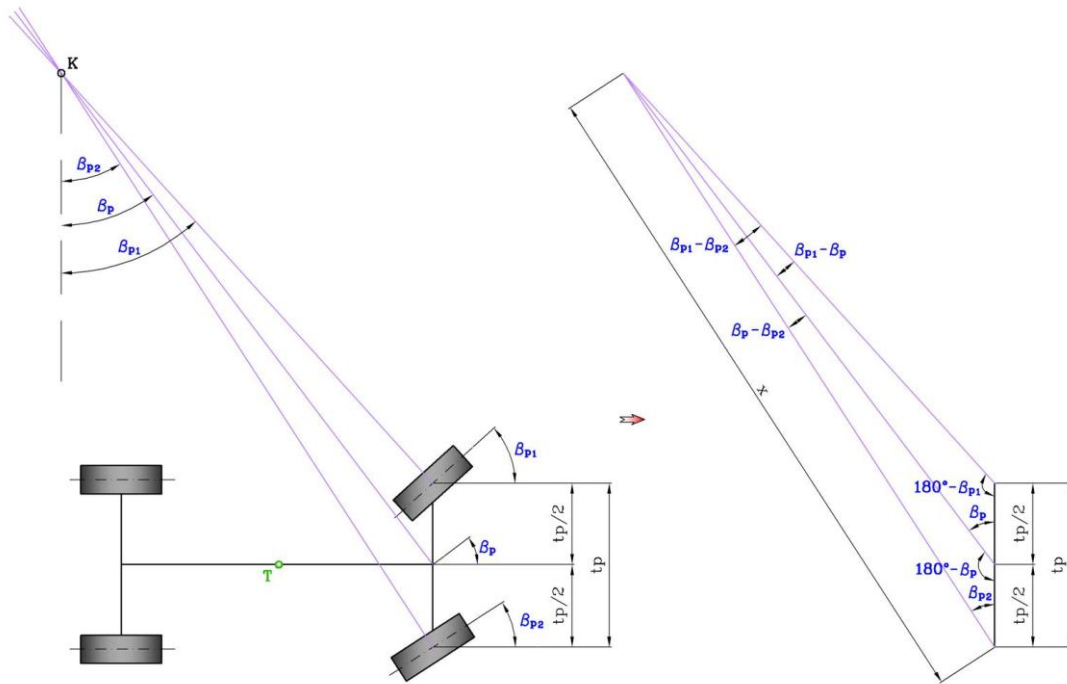
Úhly natočení kol by bylo možné převést na úhel natočení volantu. To je však obtížné z důvodu elastokinematiky řídicího mechanismu (hysterezní smyčka) a proměnného převodu řízení. Celkový převod řízení i_{rc} je dán konstrukcí převodky řízení a může se pro různé automobily velice odlišovat (viz. následující obrázek).



Obr. 55: Závislost převodu řízení na úhlu natočení kol pro vybrané hřebenové převodky [6]

Z tohoto důvodu je zaveden místo úhlu natočení volantu β_V střední úhel natočení kol β_P . Tento úhel získáme, pokud ze středů kol vedeme tečny na střední roviny natočených kol (viz. Obr. 56). Tečny se protnou v bodě, který je označen jako K. Úhel β_P , neboli střední úhel natočení kol, je úhel mezi podélnou rovinou automobilu a kolmicí na přímkou vedenou z bodu K do středu přední nápravy.

Pozn.: Dle ideální Ackermannovy teorie řízení by měl bod K ležet na ose zadní nápravy. Na Obr. 56 je však poloha bodu K zobrazena mimo osu zadní nápravy, což je dáno zvolenou geometrií řízení (s konvenčními systémy řízení nelze pro všechny úhly natočení předních kol dosáhnout směřování os rotace všech kol do jednoho bodu).



Obr. 56: Závislost středního úhlu natočení kol na natočení levého a pravého kola

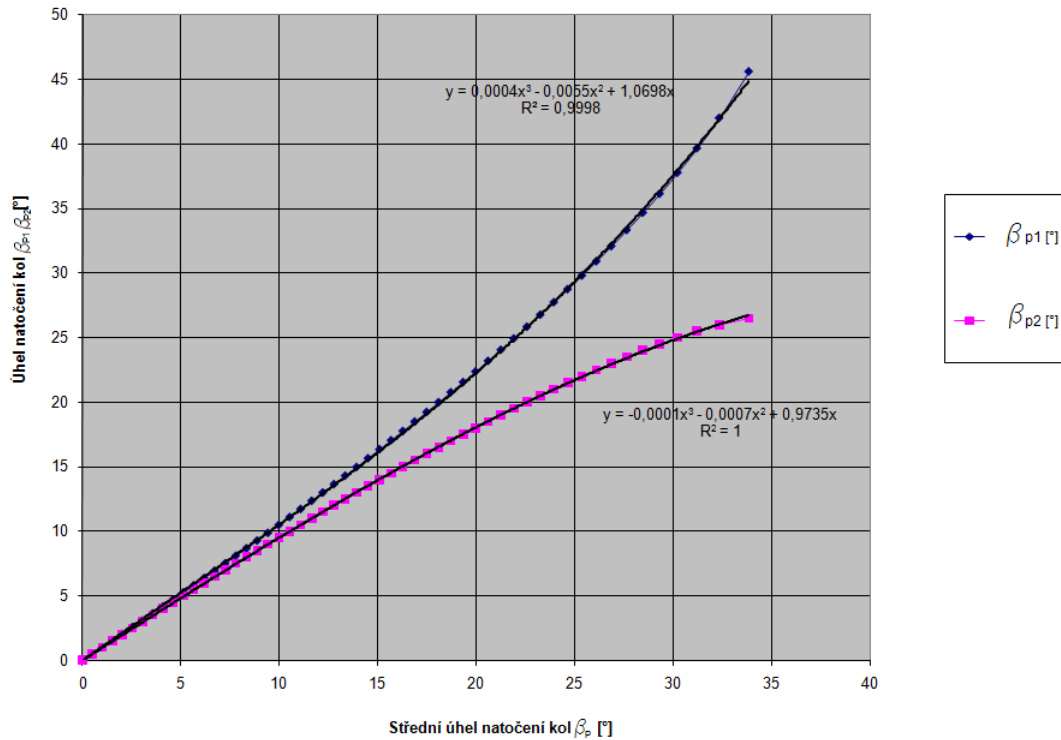
Za pomoci goniometrických funkcí můžeme získat následující závislost středního úhlu natočení kol β_P na natočení levého kola β_{P1} a pravého kola β_{P2} .

$$\underline{\underline{\text{tg} \beta_P = \frac{2 \cdot \text{tg} \beta_{P2} \cdot \text{tg} \beta_{P1}}{\text{tg} \beta_{P1} + \text{tg} \beta_{P2}}}} \quad (8.44)$$

S využitím známé geometrie řízení můžeme sestavit následující grafickou závislost natočení jednotlivých kol a středního úhlu natočení kol. Tato závislost uvedená na Obr. 57 je vytvořena pro následující geometrické rozměry řídicího mechanismu:

$r_0=0,01$ [m]	- poloměr rejdů
$t_p=1,7$ [m]	- rozchod kol přední nápravy
$l_1=0,15$ [m]	- délka řídicí páky
$l_2=0,35$ [m]	- délka řídicí tyče
$l_H=0,9$ [m]	- délka hřebenu
$a=0,2$ [m]	- vzdálenost osy hřebenu od osy přední nápravy

Závislost úhlů natočení levého a pravého kola a středního úhlu natočení kol



Obr. 57: Závislost natočení jednotlivých kol a středního úhlu natočení kol

Zbývá ještě určit závislosti směrových úchylek a úhlů natočení kol. Tyto závislosti vyplývají z Obr. 58. Na obrázku je znázorněn jak střed natočení kol K, tak střed (pól) pohybu P, který vznikne protnutím kolmic na vektory pohybu.

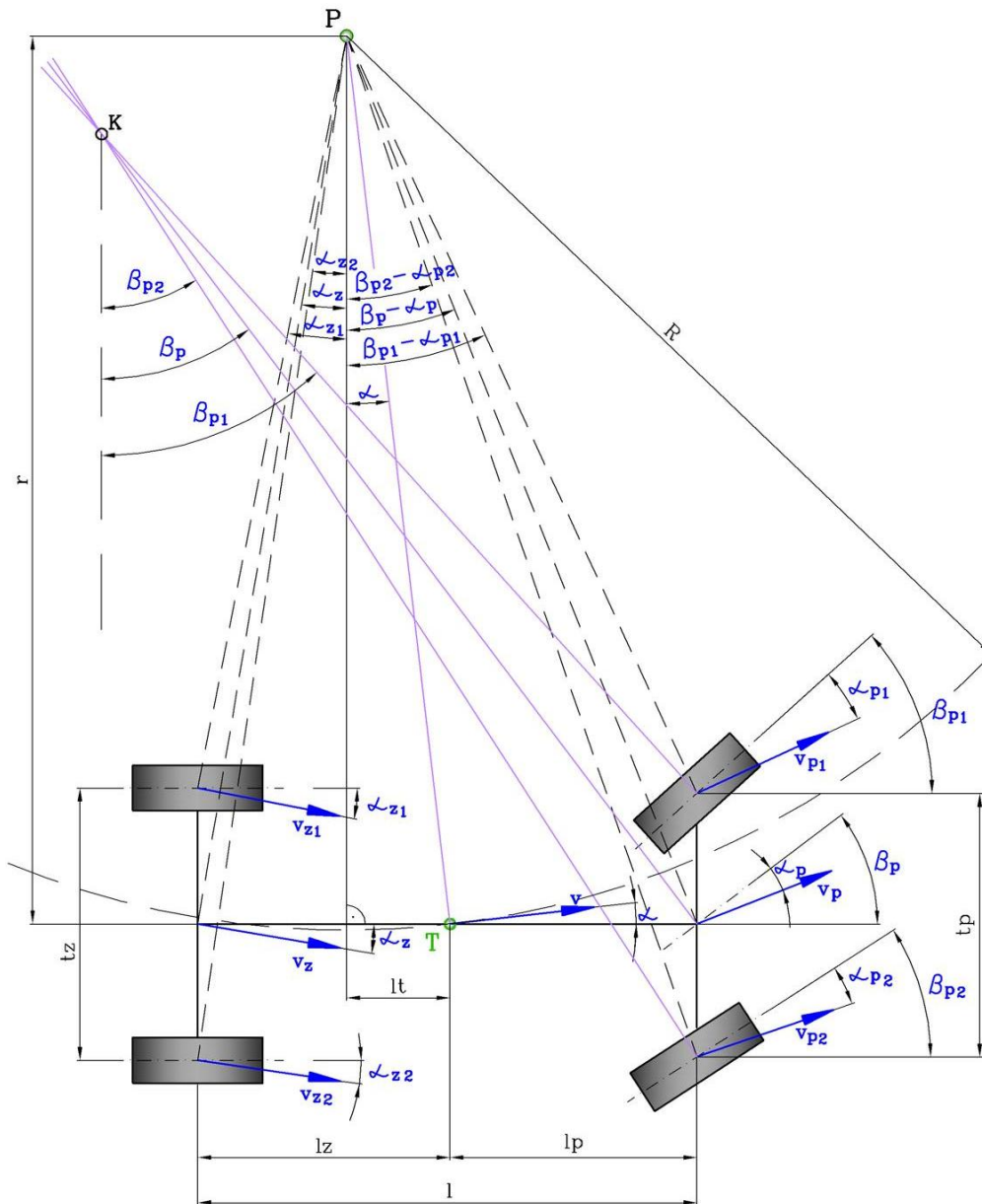
Pro jednotlivé úhly směrových vychylek dle Obr. 58 lze pak definovat tyto vztahy:

$$\underline{\underline{tg \alpha_{z1} = \frac{l_z - R \cdot \sin \alpha}{R \cdot \cos \alpha - t_z / 2}}} \quad (8.45)$$

$$\underline{\underline{tg \alpha_{z2} = \frac{l_z - R \cdot \sin \alpha}{R \cdot \cos \alpha + t_z / 2}}} \quad (8.46)$$

$$\underline{\underline{tg(\beta_{p1} - \alpha_{p1}) = \frac{l_p + R \cdot \sin \alpha}{R \cdot \cos \alpha - t_p / 2}}} \quad (8.47)$$

$$\underline{\underline{tg(\beta_{p2} - \alpha_{p2}) = \frac{l_p + R \cdot \sin \alpha}{R \cdot \cos \alpha + t_p / 2}}} \quad (8.48)$$



Obr. 58: Závislost směrových úchylek a natočení kol

8.4. Jízdní odpory

Jak již bylo uvedeno, při výpočtu statické říditelnosti budou uvažována některá zjednodušení, která sníží i počet uvažovaných jízdních odporů. Zde jsou uvedeny jízdní odpory, které figurují v základních rovnicích rovnováhy (8.1), (8.2), (8.3) pro statickou říditelnost:

Odpor zrychlení:

$$O_a = m \cdot a \cdot \delta = 0 \quad (8.49)$$

- při výpočtu statické říditelnosti uvažujeme pohyb vozidla rovnoměrnou rychlostí

Odpor stoupání:

$$O_s = m \cdot g \cdot \sin \varphi = 0 \quad (8.50)$$

- při výpočtu uvažujeme jízdu po rovině

Odpor tahu:

$$O_t = 0 \quad (8.51)$$

- při výpočtu neuvažujeme další přípojně vozidlo zvyšující celkový jízdní odpor

Odpor vzduchu:

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd} \cdot S_x \cdot c_x \cdot v^2 \quad (8.52)$$

Odpor valení:

$$O_f = Z_i \cdot f \quad (8.53)$$

Kde:

m [kg]	- celková hmotnost automobilu
a [m/s ²]	- podélné zrychlení automobilu
g [m/s ²]	- gravitační zrychlení
δ [-]	- součinitel vlivu rotačních hmot
φ [°]	- úhel stoupání vozovky
ρ_{vzd} [kg/m ³]	- hustota vzduchu
S_x [m ²]	- plocha průmětu čelní plochy automobilu
c_x [-]	- (čelní) součinitel odporu vzduchu
v [m/s]	- rychlost pohybu vozidla
Z_i [N]	- zatížení kola
f [-]	- součinitel odporu valení

Pro součinitel odporu valení byla (dle [10]) určena následující závislost na rychlosti vozidla (uvažuji pneumatiky pro vozidla nižší střední třídy, rychlost v [km/h]):

$$f = 0,012 \quad \dots \text{ pro rychlost vozidla do 50 km/h} \quad (8.54)$$

$$f = 0,012 \cdot (1 + 0,0065 \cdot (v - 50)) \quad \dots \text{ pro rychlost vozidla nad 50 km/h} \quad (8.55)$$

Pozn.: odpor valení je počítán pro každé kolo zvlášť.

8.5. Zhodnocení matematického modelu statické říditelnosti

S využitím všech předchozích vztahů můžeme řešit tři rovnice základní silové a momentové rovnováhy (tzn. rovnice (8.1), (8.2), (8.3)) pro statickou říditelnost (viz. Obr. 24). Pro zadané hodnoty poloměru oblouku „ R “ a rychlosti vozidla „ v “ můžeme získat tyto tři neznámé: H (hnací sílu na kolech), β_p (střední úhel natočení předních kol), α (celkový úhel směrové úchylky).

Předpokládáme při tom použití otevřeného mezikolového diferenciálu, který rozděluje rovnoměrně hnací sílu (moment) mezi přední kola.

Pro levé a pravé kolo tedy platí:

$$H_{p1} = \frac{H}{2} \quad (8.56)$$

$$H_{p2} = \frac{H}{2} \quad (8.57)$$

Pro odstředivou sílu je definován následující vztah:

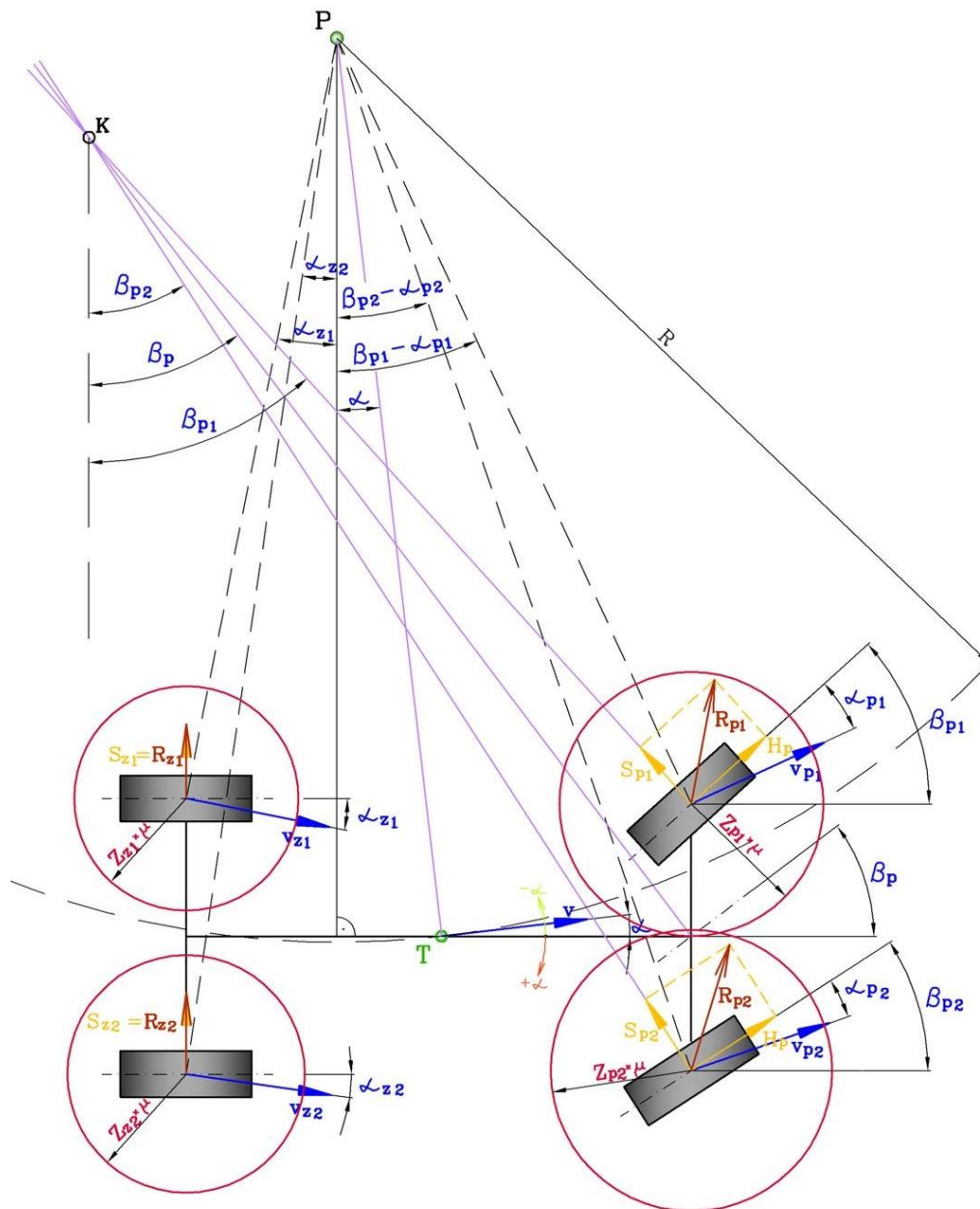
$$F_o = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (8.58)$$

Celková bilance všech použitých veličin pro řešení základních rovnic silové a momentové rovnováhy (8.1), (8.2), (8.3) s názorným zobrazením vztahů mezi jednotlivými veličinami je shrnuta v PŘÍLOZE č.7.

Zmíněné základní tři rovnice silové rovnováhy pro statickou říditelnost jsou po dosažení všech neznámých závislostí velice rozsáhlé. Za pomoci programů Microsoft Excel a MATLAB byly tyto rovnice řešeny pro zvolený model automobilu nižší střední třídy, který se pohybuje po oblouku o poloměru 50 m. Pro výpočet byly použity hodnoty zapsané v PŘÍLOZE č.8.

8.6. Získané výsledky matematického modelu statické říditelnosti

Základní získané hodnoty shrnuje následující graficky zpracovaný model:

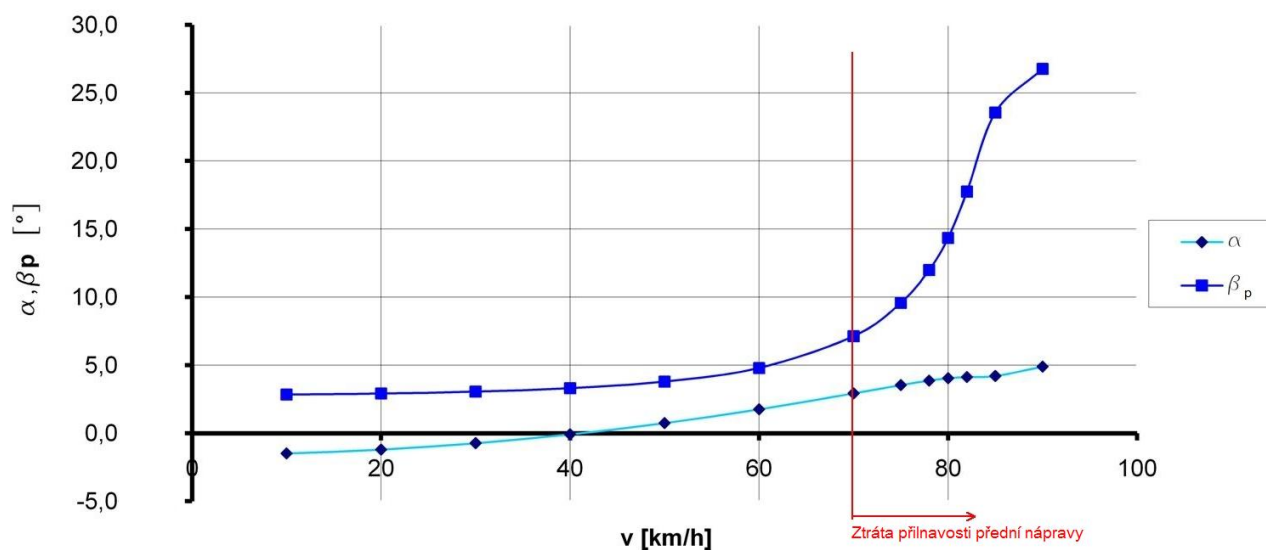


Obr. 59: Výsledný model získaných hodnot

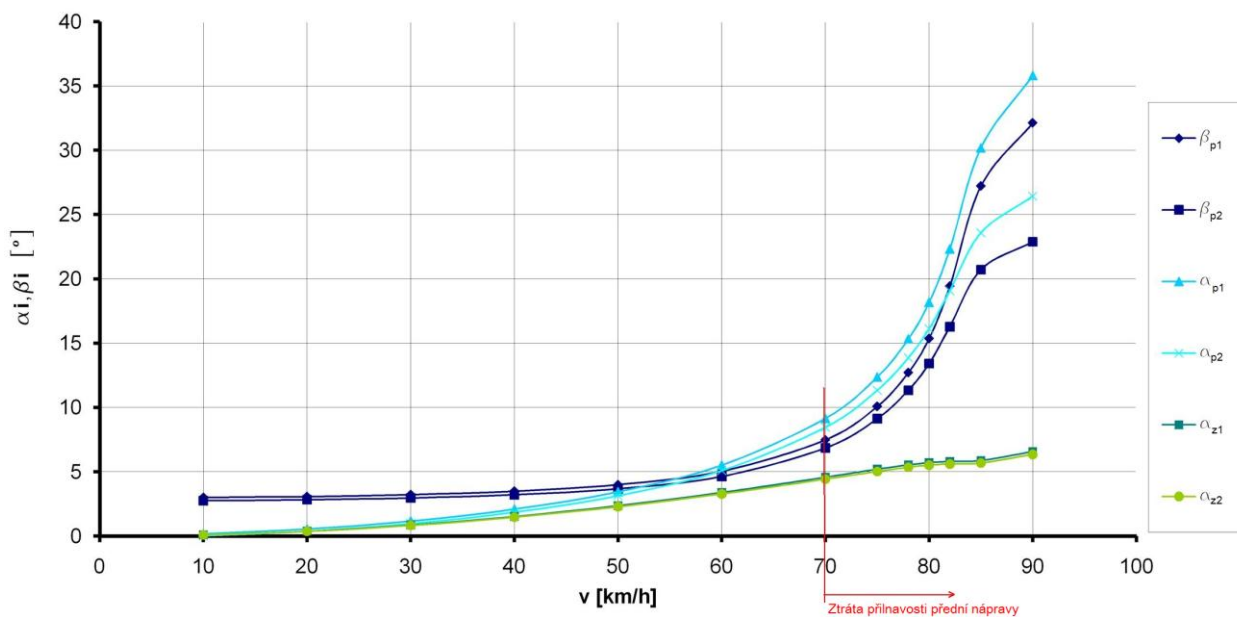
Z Obr. 59 je patrné, že byly získány tyto základní hodnoty pro hodnocení statické říditelnosti:

- úhly směrových výchylek
- úhly natočení kol
- boční vodící síly, hnací síly a jejich výslednice
- poloměry Kammových kružnic (tj. součin svislého zatížení kola a součinitele adheze)

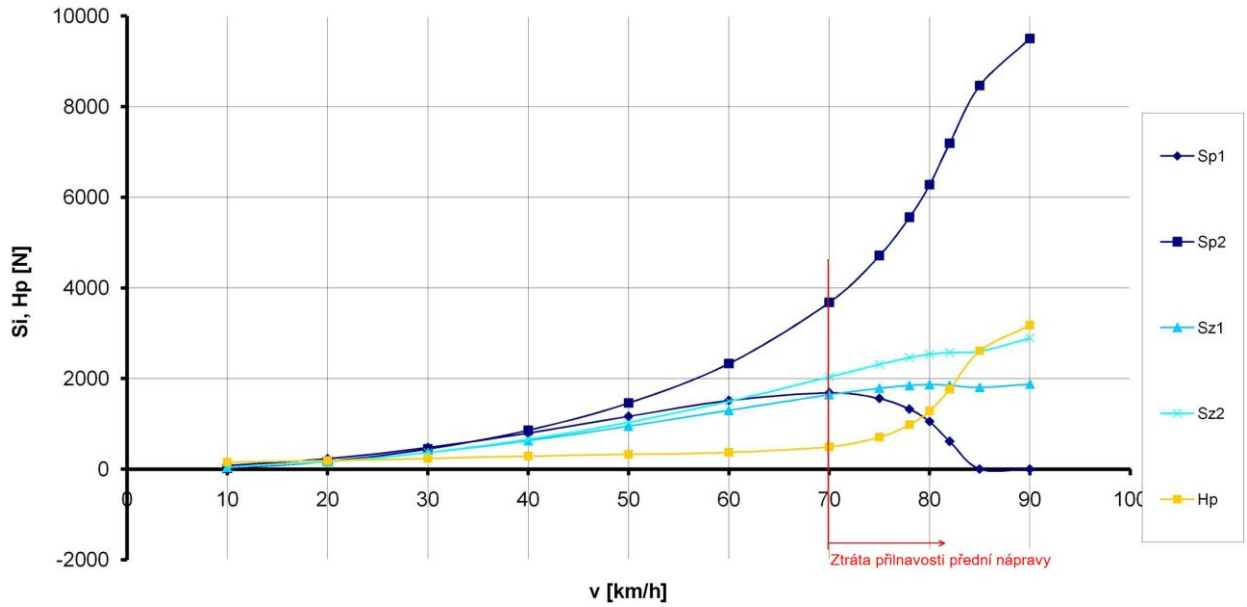
Následující charakteristiky shrnují chování zvoleného modelu automobilu pro případ statické říditelnosti. Všechny charakteristiky jsou získány pro poloměr zatáčení $R=50\text{m}$ a jsou vytvořeny v závislosti na rychlosti vozidla.



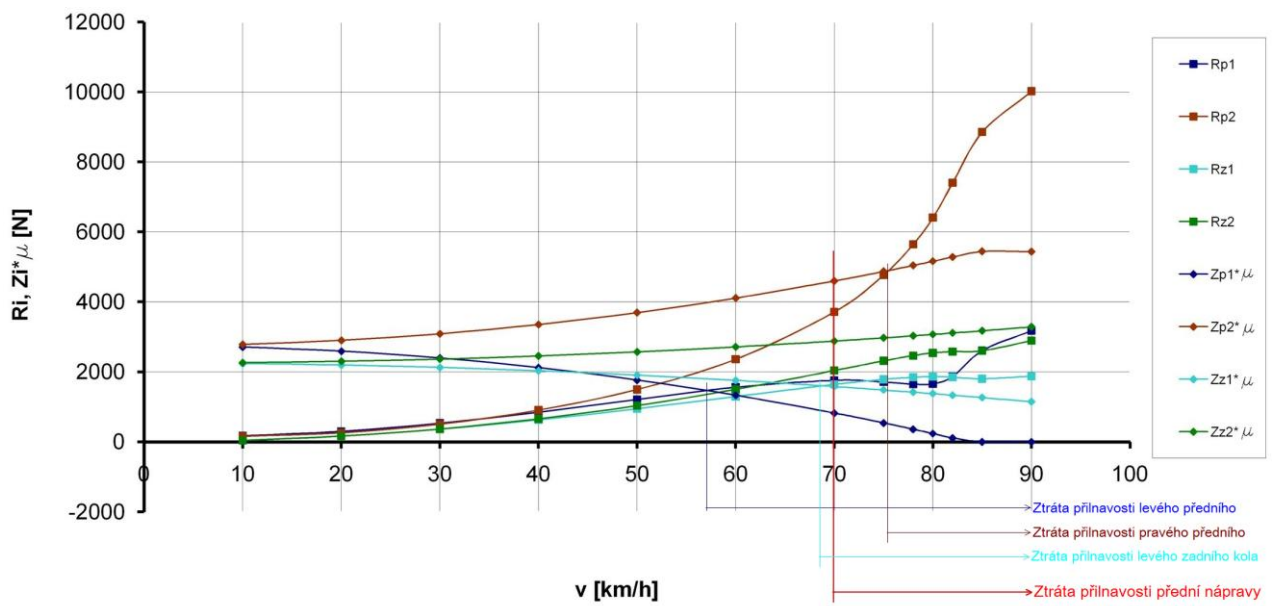
Obr. 60: Závislost středního úhlu natočení předních kol β_p a směrové úchytky α na rychlosti vozidla



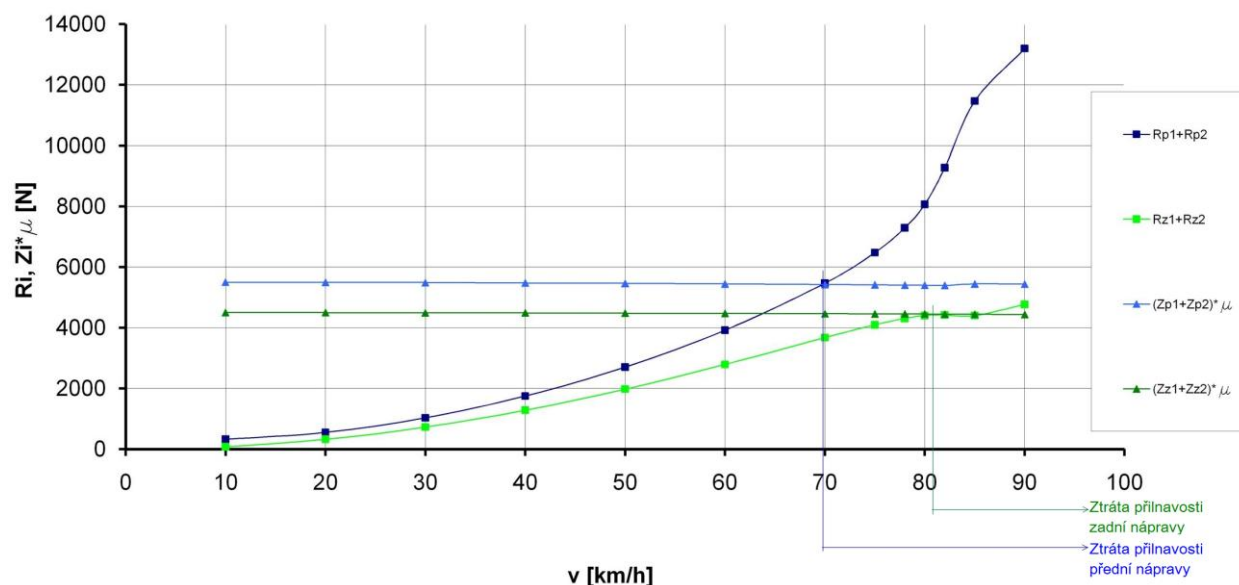
Obr. 61: Závislost natočení kol β_i a úhlů směrových úchytek jednotlivých kol α_i na rychlosti vozidla



Obr. 62: Závislost bočních vodících sil S_i a hnací síly H_p na rychlosti vozidla



Obr. 63: Závislost silových výslednic R a poloměrů Kammových kružnic $Z^* \mu$ na rychlosti vozidla (pro každé kolo)



Obr. 64: Závislost silových výslednic R a poloměrů Kammových kružnic $Z^*\mu$ na rychlosti vozidla (pro přední a zadní nápravu jako celek)

První a druhá závislost (Obr. 60, Obr. 61) naznačuje, že se jedná o typicky nedotáčivý automobil (pro udržení automobilu na zvoleném poloměru je při zvyšující se rychlosti třeba větší natočení kol do rejdu). Toto chování automobilu odpovídá předpokladu většího zatížení přední nápravy (55% pohotovostní hmotnosti zatěžuje přední nápravu).

Další získané závislosti ukazují silové poměry ve stopě pneumatiky. Na Obr. 63 je zobrazen průběh výslednic R (=výslednice boční vodící síly a hnací síly) a poloměrů Kammových kružnic (součin svislého zatížení kola a součinitele adheze) pro každé kolo zvlášť. Rychlost, při které výslednice R překročí poloměr Kammovy kružnice pro dané kolo, je označena jako ztráta přilnavosti. Jako první dojde, dle získaných grafů, ke ztrátě přilnavosti na vnitřním předním kole, z důvodu jeho značného odlehčení. Obr. 64 ukazuje totožnou závislost, ale pro přední a zadní nápravu jako celek (tzn. hodnoty pro tuto závislost byly získány sečtením silových účinků na levém a pravém kole jedné nápravy). Z tohoto grafu je tedy zřejmé, při jaké rychlosti dojde ke ztrátě přilnavosti na přední a zadní nápravě. Podle získaných výsledků dojde jako první ke ztrátě adheze na přední nápravě, a to při rychlosti 70 km/h. Tato rychlost je vyznačena i na všech ostatních získaných závislostech, protože nad touto rychlostí se již automobil (přední náprava) pohybuje ve smyku a nemá tedy smysl dále řešit silové a úhlové průběhy.

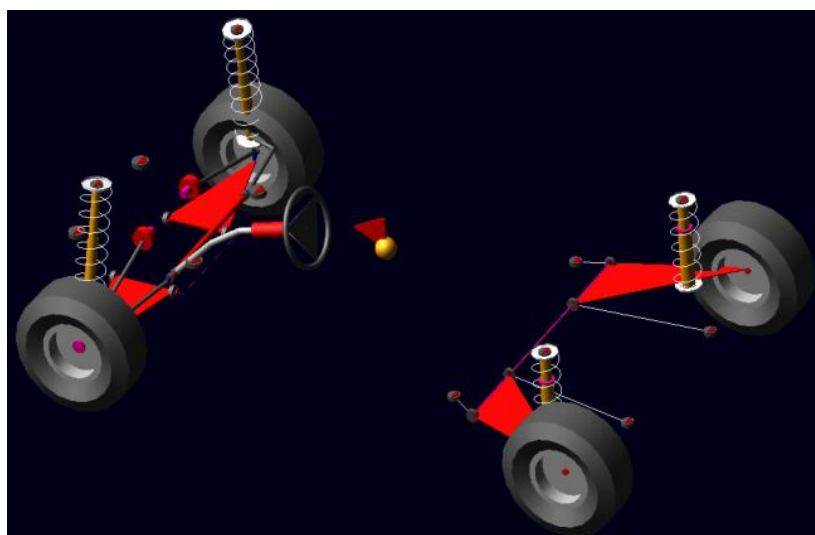
Mezní rychlost 70 km/h, kdy se dostává přední náprava do smyku, se zdá být při jízdě na poloměru otáčení 50 m dosti nízká. Je to způsobeno především nevhodně zvolenými parametry (geometrie zavěšení, řízení, nízká tuhost příčného stabilizátoru, atd.). Přesto mají tyto získané závislosti svoji vypovídací hodnotu a to zejména pro ověření vytvořeného softwarového modelu (viz. následující kapitola).

9. Softwarový model automobilu

Z důvodu potřeby provedení různých jízdních simulací byl v programu MD Adams Car 2011 vytvořen softwarový model automobilu korespondující s parametry modelu matematického. Program Adams Car, který je součástí softwarové sady MD Adams (MSC Software), je specializovaným prostředím pro tvorbu modelů vozidel. Tento program umožňuje tvorbu virtuálních subsystémů a sestav vozidel a jejich podrobnou analýzu.

Popis vytvořeného modelu v programu MD Adams Car 2011 je uveden v následující podkapitole.

9.1. Sestava modelu automobilu a jeho subsystémy



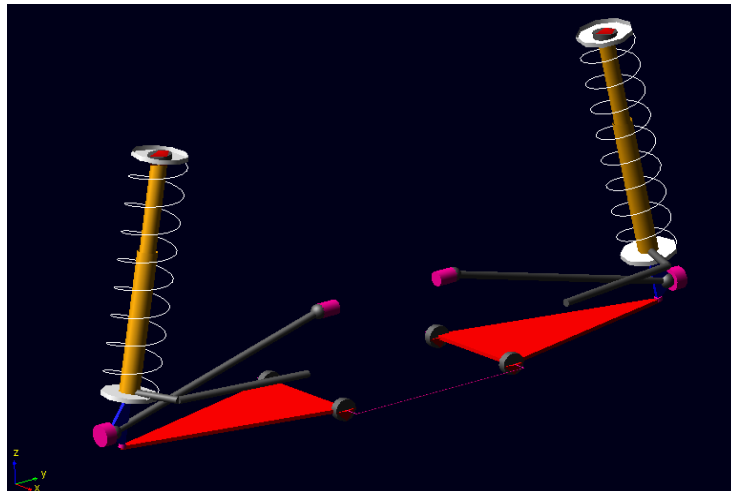
Obr. 65: Sestava automobilu v programu MD Adams Car 2011

Na Obr. 65 je zobrazena kompletní sestava vytvořeného automobilu nižší třídy. Tato sestava je vytvořena z následujících subsystémů:

- přední zavěšení (McPherson)
- zadní zavěšení (vlečná ramena – kliková náprava)
- systém řízení (s hřebenovou převodkou)
- kola (175/70 R13 - Pacejka model 2002)
- karoserie (s definicí hmotnostních parametrů)
- pohonný systém (pohon předních kol)

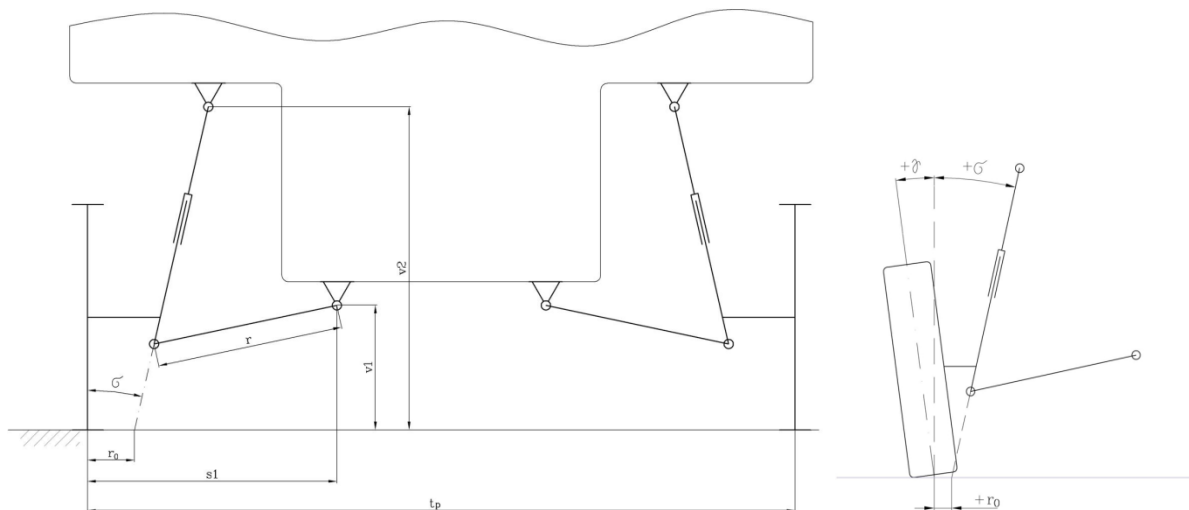
Následující část práce stručně popisuje jednotlivé subsystémy a jejich parametry:

a) Přední zavěšení



Obr. 66: Přední zavěšení – McPherson (Adams Car)

Obr. 66 ukazuje subsystém předního zavěšení typu McPherson, který byl získán z nově vytvořené šablony (templatu). Tato šablona byla vytvořena s pomocí souborů Adams help a byla uzpůsobena pro připojení dalších subsystémů (řízení, pohon, kola a karoserie). Vytvořený subsystém předního zavěšení má zadány následující rozměry a parametry (korespondující s matematickým modelem):

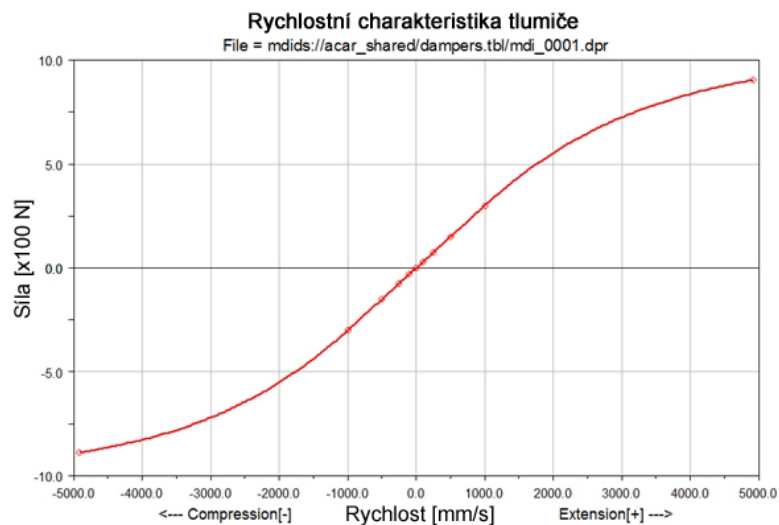


Obr. 67: Přední zavěšení – značení geometrických rozměrů

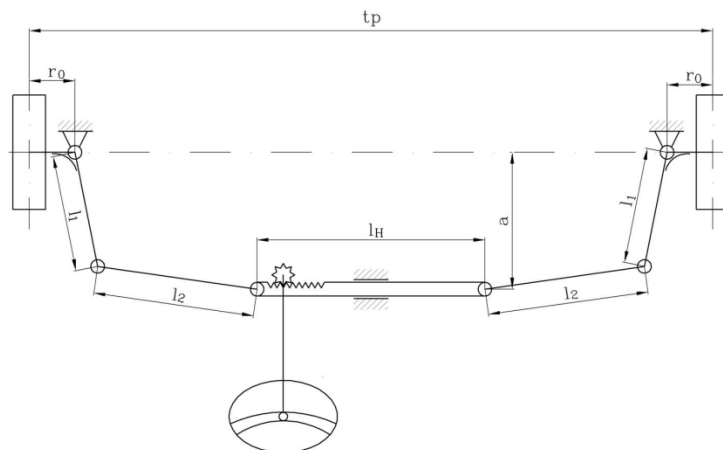
- $\sigma = 10^\circ$ - Úhel příklonu rejdové osy
- $\tau = 3^\circ$ - Úhel záklonu rejdové osy
- $\gamma_{\text{Pst}} = 0,5^\circ$ - Úhel odklonu kol
- $\delta = 0^\circ$ - Úhel sbíhavosti kol
- $r_0 = 10 \text{ mm}$ - Poloměr rejdu
- $v_1 = 230 \text{ mm}$ - Geometrický rozměr (viz. Obr. 67)

- $v_2 = 1000 \text{ mm}$ - Geometrický rozměr (viz. Obr. 67)
- $s_1 = 600 \text{ mm}$ - Geometrický rozměr (viz. Obr. 67)
- $r = 550 \text{ mm}$ - Geometrický rozměr (viz. Obr. 67)
- $t_p = 1700 \text{ mm}$ - Rozchod kol vpředu
- $c_p = 35 \text{ N/mm}$ - Tuhost pružin přední nápravy (lineární závislost)
- $m_p = 25 \text{ kg}$ - Hmotnost předního zavěšení (bez předních kol)

Obr. 68 zobrazuje použitou charakteristiku tlumičů na přední nápravě. Tlumič s touto charakteristikou byl převzat ze standardní sdílené databáze (Adams shared database).



Obr. 68: Rychlostní charakteristika tlumičů (tlumicí síla vs. rychlost stlačení/roztažení)

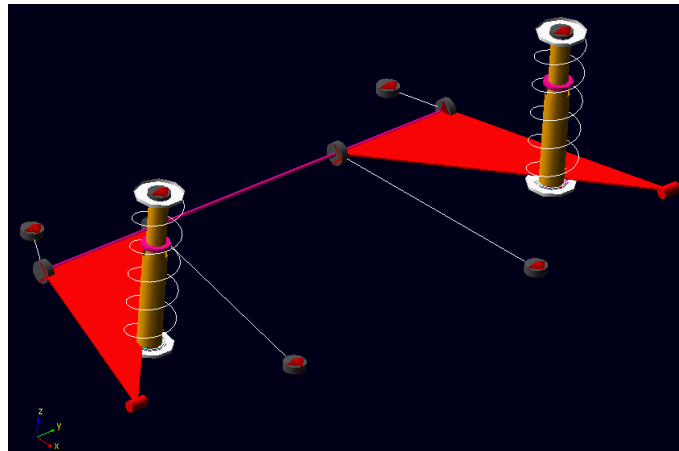


Obr. 69: Systém řízení – značení geometrických rozměrů

Subsystem předního zavěšení obsahuje též část systému řízení. Jedná se o řídicí tyč a řídicí páku, jejichž rozměry jsou uvedeny níže (viz. Obr. 69).

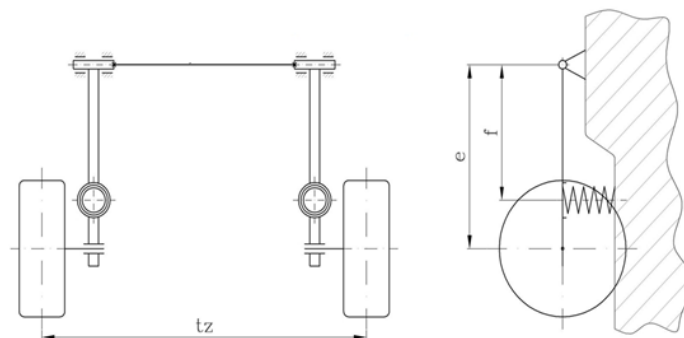
- $l_1 = 150 \text{ mm}$ - Délka řídicí páky
- $l_2 = 350 \text{ mm}$ - Délka řídicí tyče
- $l_H = 900 \text{ mm}$ - Délka hřebene řízení
- $a = 200 \text{ mm}$ - Vzdálenost mezi osou hřebene řízení a osou přední nápravy

b) Zadní zavěšení



Obr. 70: Zadní zavěšení – kliková náprava (Adams Car)

Na Obr. 70 jsou zobrazena vlečná ramena zadního zavěšení (kliková náprava), která byla vytvořena z nové šablony (templatu). Subsystem vlečných ramen nepoháněné zadní nápravy má následující rozměry a parametry:



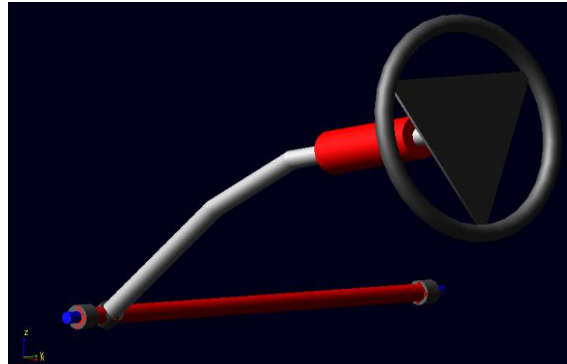
Obr. 71: Zadní zavěšení – značení geometrických rozměrů

$\gamma_{Zst} = -0,1^\circ$	- Úhel odklonu kol
$\delta = 0^\circ$	- Úhel sbíhavosti kol
$e = 600 \text{ mm}$	- Geometrický rozměr (viz. Obr. 71)
$f = 400 \text{ mm}$	- Geometrický rozměr (viz. Obr. 71)
$t_z = 1750 \text{ mm}$	- Rozchod kol vzadu
$c_z = 25 \text{ N/mm}$	- Tuhost pružin zadní nápravy (lineární závislost)
$C_s = 250 \text{ N.m/rad}$	- Torzní tuhost zadního stabilizátoru (lineární závislost)
$m_z = 25 \text{ kg}$	- Hmotnost zadního zavěšení (bez předních kol)

Zadní zkrutný stabilizátor zavěšení byl v programu Adams Car vytvořen jako dvě symetrické tuhé tyče (levá a pravá tyč) na ose kývání vlečných ramen, každá spojená s jedním vlečným ramenem. Mezi těmito dvěma tyčemi byla definována rotační a silová vazba (joints). Silová vazba, definovaná jako funkce přímo v Adamsu, závisí na úhlu mezi zmíněnými tyčemi a odpovídá tuhosti skutečného stabilizátoru.

Tlumiče použité u vytvořeného zadního subsystému zavěšení mají stejnou tlumicí charakteristiku jako přední tlumiče (viz. Obr. 68) a využívají standardní dorazy ze sdílené databáze programu Adams Car.

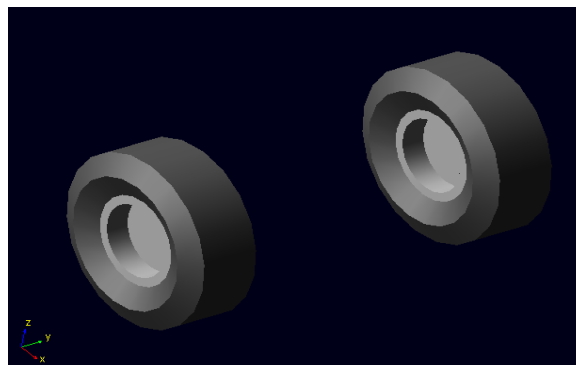
c) Systém řízení



Obr. 72: Systém řízení s hřebenovou převodkou (Adams Car)

Systém řízení obsahující volant, kloubové hřídele řízení, pastorek a hřeben byl převzat z databáze šablon (temlatů) Adams Car. Délka hřebene řízení je již zmíněných 900 mm, převod řízení (mezi ozubeným hřebenem a pastorkem řízení) je cca 0,17 mm/°.

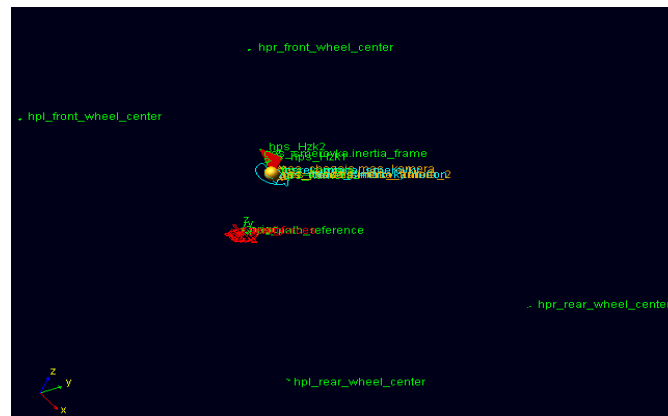
d) Kola



Obr. 73: Přední a zadní kola – 175/70 R13 (Adams Car)

Pro přední i zadní nápravu byla použita stejná kola, vybraná z databáze šablon v programu Adams Car. Kola jsou osazena pneumatikami o rozměru 175/70 R13 (Pacejka model 2002). Tento rozměr se liší od modelu pneumatik v matematickém modelu, kde byly využity charakteristiky pro pneumatiky 155/70 R13. Pneumatiky se stejným rozměrem nebyly v databázi programu MD Adams nalezeny, vybrán byl proto tento nejbližší použitelný rozměr. Každé kolo i s pneumatikami váží 14 kg, moment setrvačnosti kolem osy rotace je 0,04 kg.m² a moment setrvačnosti kolem svislé osy má hodnotu 0,024 km.m².

e) Karoserie

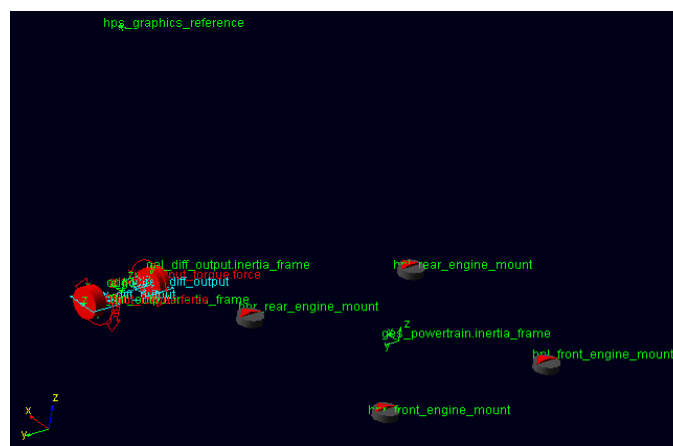


Obr. 74: Karoserie (Adams Car)

Dalším subsystémem upraveným ze šablony databáze programu Adams Car je karoserie. Do tohoto subsystému jsou soustředěny především hmotnostní a aerodynamické parametry vozidla. V subsystému karoserie jsou definovány tyto parametry:

- | | |
|--------------------------------|--|
| $m' = 1100 \text{ kg}$ | - Hmotnost karoserie (neodpružených částí vozidla) |
| $I_X = 350 \text{ kg.m}^2$ | - Moment setrvačnosti kolem osy X |
| $I_Y = 1050 \text{ kg.m}^2$ | - Moment setrvačnosti kolem osy Y |
| $I_Z = 1270 \text{ kg.m}^2$ | - Moment setrvačnosti kolem osy Z |
| $S_x = 1,9575 \text{ m}^2$ | - Průmět čelní plochy automobilu |
| $c_x = 0,3$ | - Součinitel odporu vzduchu |
| $\rho_v = 1,25 \text{ kg/m}^3$ | - Hustota vzduchu |

f) Pohonný systém



Obr. 75: Systém pohonu (Adams Car)

Posledním důležitým subsystémem pro vytvoření celkové sestavy automobilu byl systém pohonu. Parametry pohonného systému nemají podstatný vliv na jízdní testy zmíněné v dalších kapitolách (hmotnostní vlastnosti jsou souhrnně zadány do subsystému karoserie). Z tohoto důvodu byly k pohonu vytvořeného vozidla použity standardní prvky z databáze Adams Car: motor (310kW při 6500ot./min), třecí spojka, mechanická převodovka

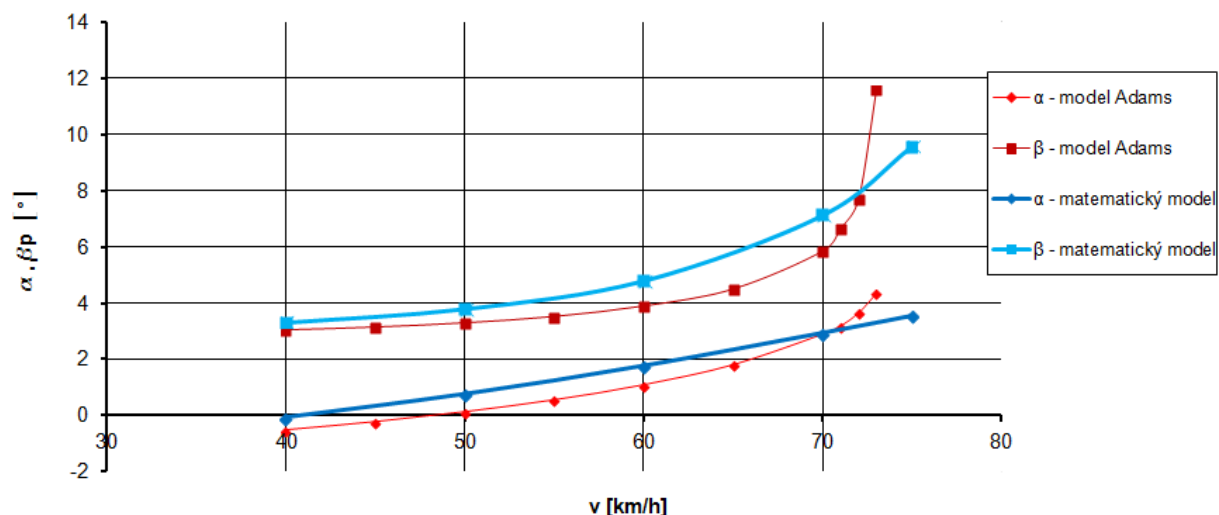
(6 převodových stupňů) a otevřený diferenciál. Tento systém pohonu poskytuje dostatek výkonu a točivého momentu pro provedené jízdní testy.

Doplňkové informace k vytvořené sestavě automobilu:

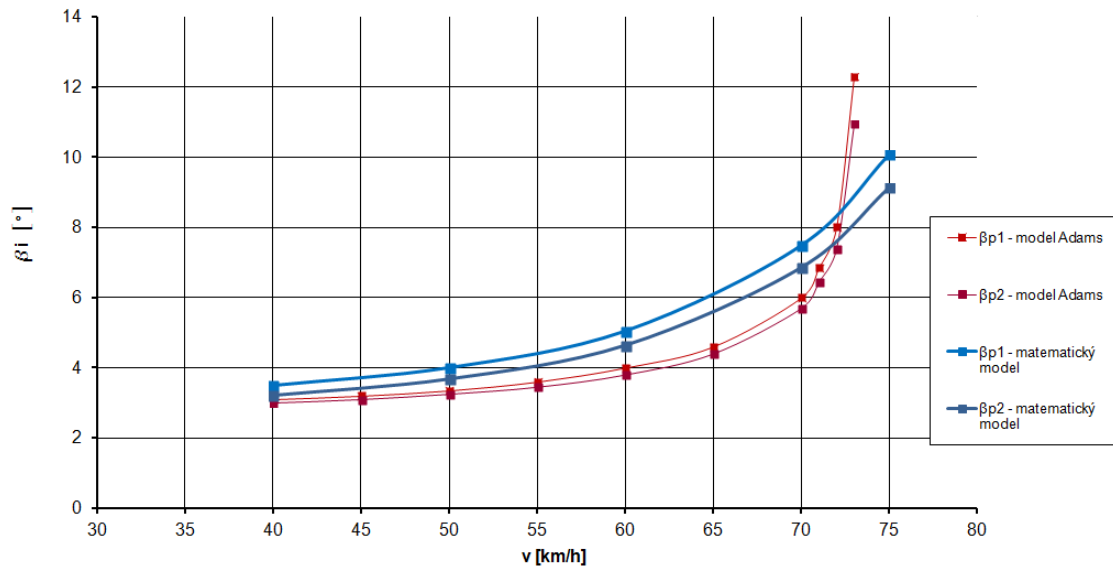
- V celkové sestavě automobilu vytvořené v programu MD Adams Car nebyl použit brzdový subsystém, protože tento subsystém nebyl důležitý pro prováděné jízdní testy.
- Všechny pohyblivé vazby a uložení (joints, bushings) ve všech subsystémech byly vytvořeny především pro kinematický režim simulací. To znamená, že se všechna uložení při simulacích chovala jako nepružná.
- Pro řízení automobilu byl použit standardní model řidiče (smart driver).

9.2. Porovnání softwarového a matematického modelu automobilu

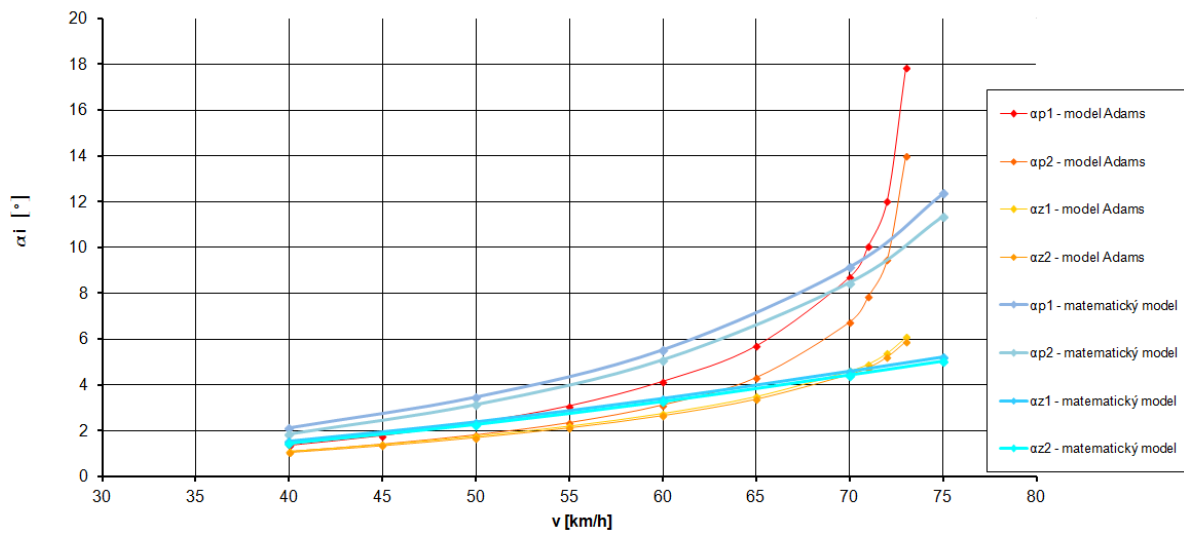
K ověření správnosti vytvořeného softwarového modelu v programu MD Adams Car 2011 s výhodou posloužil matematický model statické říditelnosti popsany v kapitole 8. Test statické říditelnosti se v programu MD Adams Car nazývá Constant Radius Cornering a jedná se o simulování jízdy po kruhové dráze o konstantním poloměru. Cílem tak bylo vyhodnotit výsledky této jízdní simulace a porovnat je s výsledky získanými matematickým výpočtem, který byl prováděn pro kruhovou dráhu o poloměru 50 metrů. Sledována pak byla především rychlost, při které dojde ke ztrátě adheze. Matematický a softwarový model se lišily pouze ve velikosti použitých pneumatik, protože nebyly nalezeny příslušné charakteristiky pro stejnou velikost pneumatik. V programu Adams Car byly použity pneumatiky o velikosti 175/70 R13, zatímco matematický model využíval získané charakteristiky pro pneumatiky 155/70 R13. Porovnání obou modelů reprezentují následující grafy. Všechny uvedené veličiny a závislosti odpovídají popsaným závislostem v kapitole 8.6 a jsou graficky znázorněny v Obr. 59.



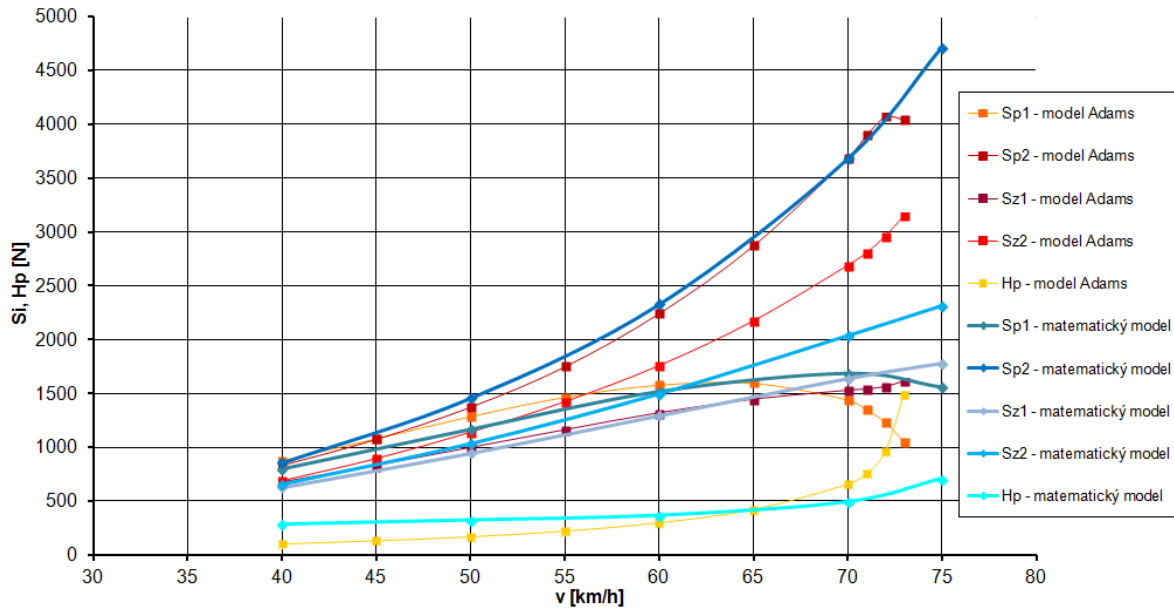
Obr. 76: Závislost úhlu směrové úchyly α a středního úhlu natočení kol β_P na rychlosti (matematický vs. softwarový model – statická říditelnost)



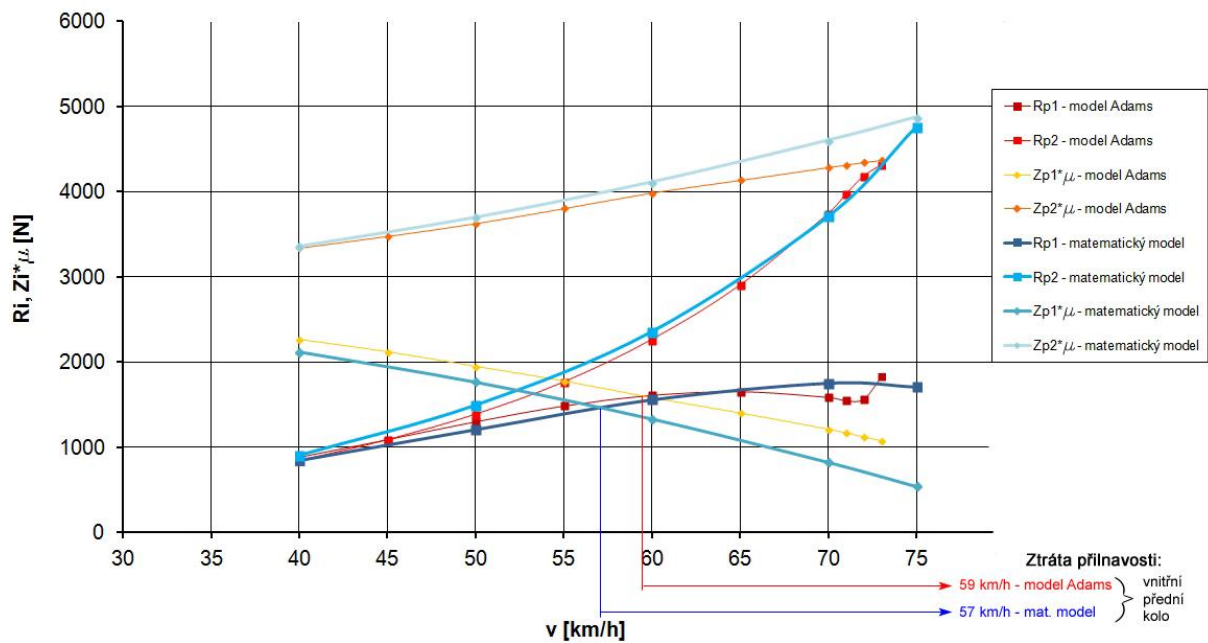
Obr. 77: Závislost úhlů natočení předních kol β_i na rychlosti (matematický vs. softwarový model – statická říditelnost)



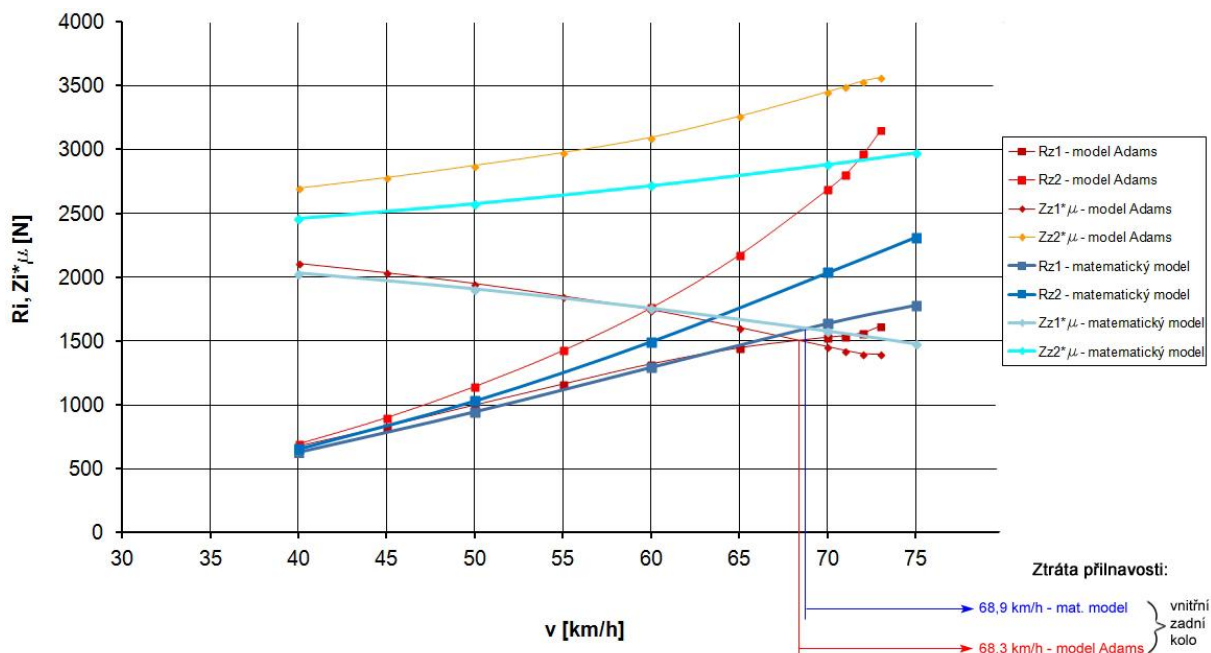
Obr. 78: Závislost úhlů směrových úchylek jednotlivých kol α_i na rychlosti (matematický vs. softwarový model – statická říditelnost)



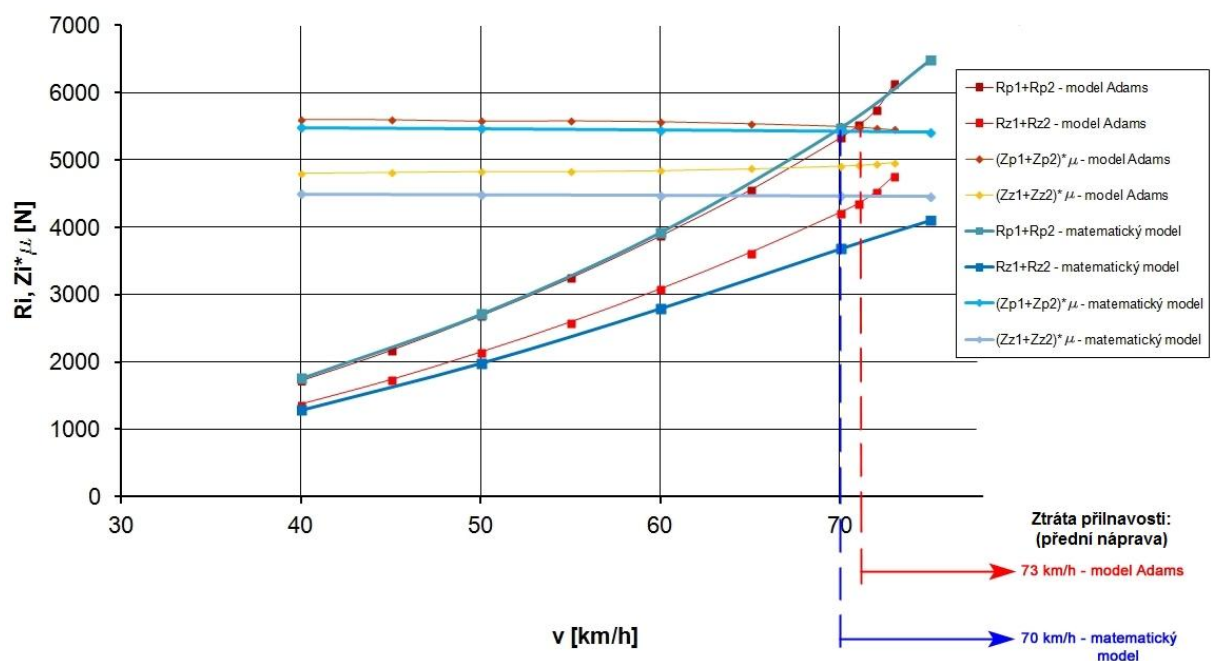
Obr. 79: Závislost hnacích sil H_p a bočních vodících sil S_i na rychlosti (matematický vs. softwarový model – statická říditelnost)



Obr. 80: Závislost silových výslednic R a poloměrů Kammových kružnic $Z^* \mu$ na rychlosti vozidla pro přední kola (matematický vs. softwarový model – statická říditelnost)



Obr. 81: Závislost silových výslednic R a poloměrů Kammových kružnic $Z^*\mu$ na rychlosti vozidla pro zadní kola (matematický vs. softwarový model – statická říditelnost)



Obr. 82: Závislost silových výslednic R a poloměrů Kammových kružnic $Z^*\mu$ na rychlosti vozidla pro přední a zadní nápravu jako celek (matematický vs. softwarový model – statická říditelnost)

V grafech uvedených na Obr. 76 až Obr. 82 jsou modrými odstíny vykresleny závislosti přiřazené k matematickému modelu a červeno-žlutými barvami vykresleny závislosti přiřazené k softwarovému modelu programu Adams Car. Například v Obr. 82 je

znázorněna rychlost, při které dojde ke ztrátě adheze (v tomto případě nedotáčivého chování se jedná o přední nápravu). Pro matematický model vyšla tato rychlost 70 km/h a v případě softwarového modelu v programu Adams Car byla tato rychlost 73 km/h. Získané výsledky matematického a softwarového modelu sledované do rychlosti ztráty adheze (matematický model nerespektuje oblast skluzu) naznačují, že jsou oba modely pravděpodobně správné. Malé relativní rozdíly v získaných charakteristikách mohou být způsobené již zmíněnými širšími pneumatikami v programu Adams Car.

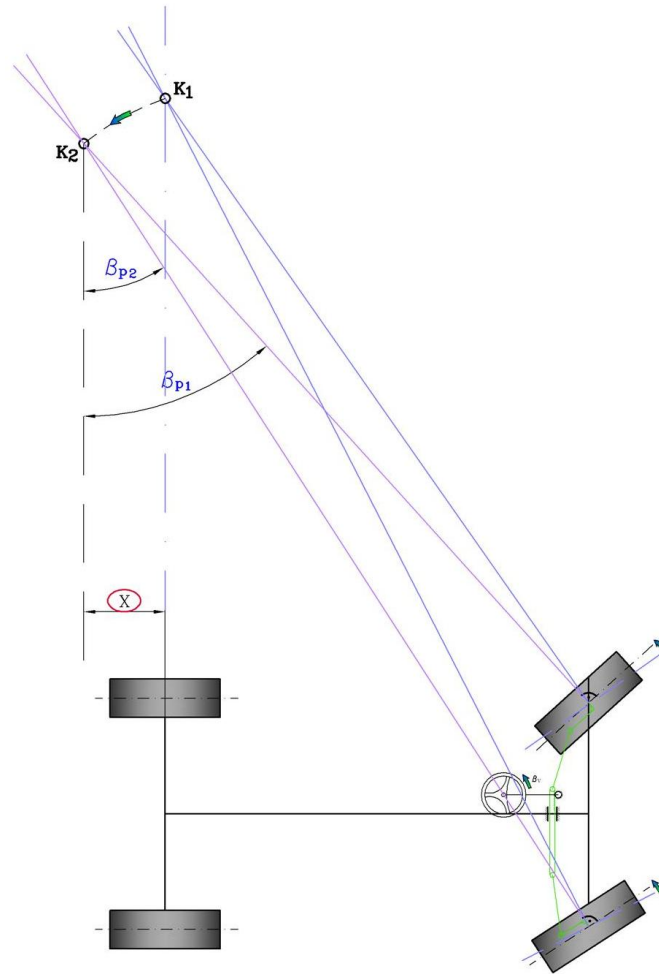
10. Návrh technického řešení pro snížení vlivu přetáčivosti a nedotáčivosti

V kapitole 6 byly uvedeny možnosti nových řešení pro snížení vlivu přetáčivosti a nedotáčivosti automobilu. Z těchto řešení je vybráno *nezávislé směrové natáčení kol na přední nápravě*, jež by mohlo efektivně snižovat vliv přetáčivosti a nedotáčivosti automobilu. Pozitivní vliv tohoto řešení na jízdní chování automobilu je ověřen za pomoci simulací v programu MD Adams Car 2011 a je uveden v následující podkapitole 10.1. V kapitole 10.2 dále následuje přehled navržených konstrukčních provedení, která mohou realizovat zmíněné nezávislé směrové natáčení předních kol.

Co se týče zařízení ovlivňujících systém řízení osobních automobilů, v současnosti existují (jak již bylo zmíněno v kapitole 5) různé varianty pomocného řízení zadní nápravy usnadňujících parkování a zlepšujících jízdní stabilitu ve vyšších rychlostech. Některé automobilky nabízejí systémy aktivně měnící převod řízení mezi koly a volantem. U vícenápravových nákladních automobilů, autobusů a stavebních strojů se používá pro zlepšení manévrovatelnosti řízení pomocí více náprav. Především u osobních automobilů by se tedy mohlo také uplatnit dosud v praxi nepoužívané řešení pro nezávislou změnu směrového natočení předních kol.

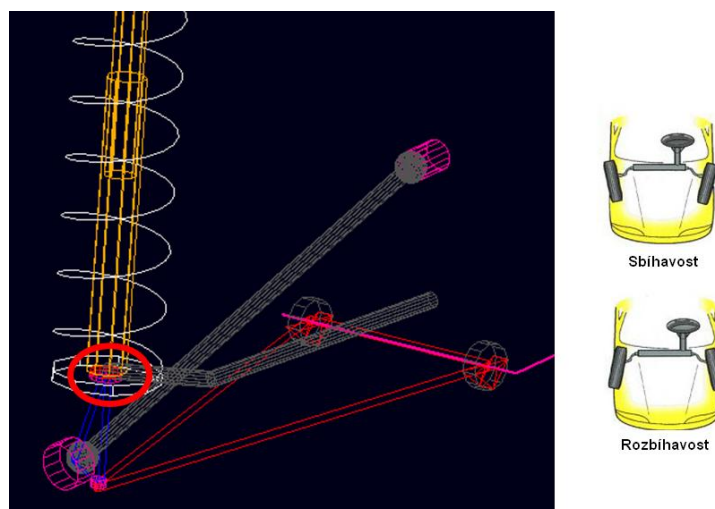
Nezávislé směrové natáčení kol na přední nápravě bylo vyvinuto na základě Ackermannovy teorie. Tato teorie říká, že by měly osy rotace všech kol směřovat do jednoho bodu při průjezdu zatáčkou. To však není možné z důvodu vzniku úhlů směrových úchylek (pružnost pneumatik a zavěšení), pevně dané geometrie systému řízení a změně postavení kola při propružení. Průsečík os rotace předních kol tak ve většině případů leží mimo osu rotace zadních kol (viz. Obr. 83). Navržené technického řešení, které mění natočení předních kol (sbíhavost), má za úkol dosažení správného postavení kol do rejdu při průjezdu zatáčkou a eliminaci výše zmíněných nepřesností. Cílem řešení tedy je zlepšení aktivní bezpečnosti a směrové stability vozidla především při vyšších rychlostech.

Nezávislé směrové natáčení kol na přední nápravě může být ovládáno v závislosti na v osobních automobilech běžně sledovaných parametrech, jakými mohou být rychlost automobilu, boční zrychlení, natočení volantu, poloha plynového a brzdového pedálu, otáčky motoru atd.



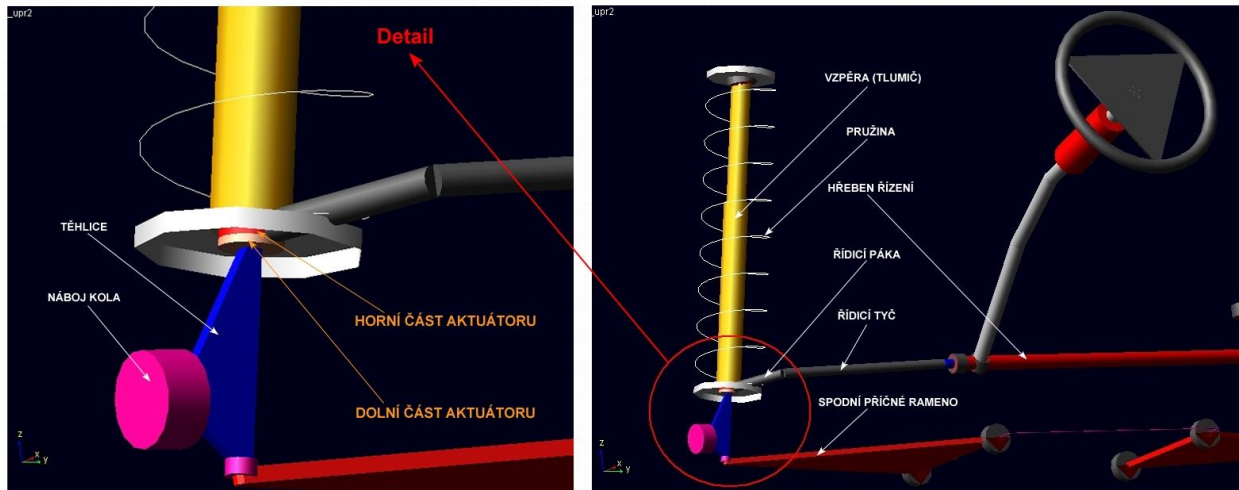
Obr. 83: Odklon průsečíku os rotace předních kol od os rotace zadních kol

Za pomoci programu MD Adams Car 2011 byly vyvinuty rotační aktuátory implementované mezi vzpěry a těhlice v předním zavěšení (viz. Obr. 84) Tyto rotační aktuátory mění úhel sbíhavosti (směrové postavení) předních kol v případě blížící se přetáčivosti či nedotáčivosti v závislosti na bočním zrychlení (a_y), rychlosti vozidla (v) a úhlech natočení předních kol (β).



Obr. 84: Rotační aktuátor v systému předního zavěšení (Adams Car)

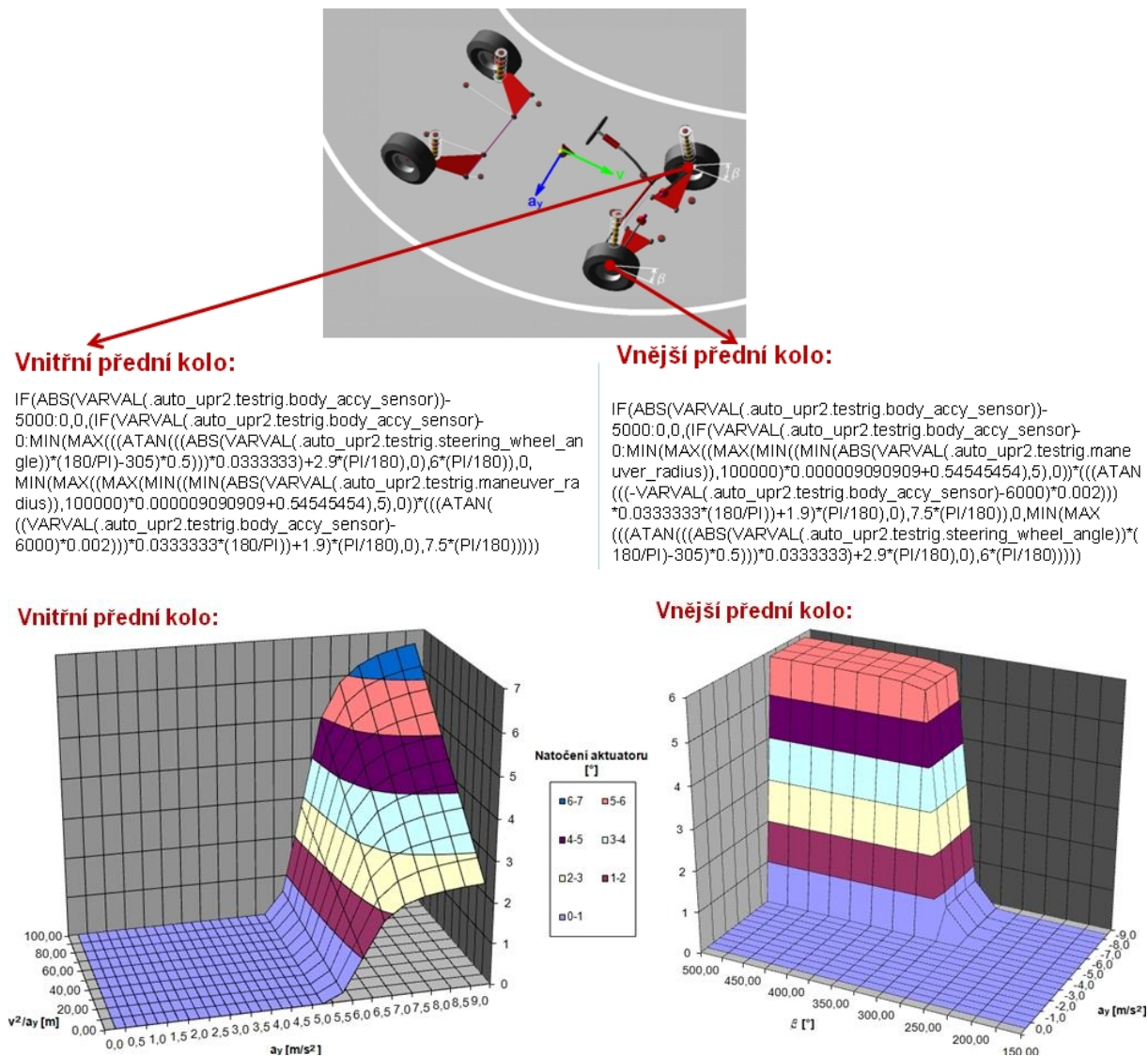
Detailní pohled na umístění rotačních aktuátorů je zobrazen na Obr. 85. V případě tohoto modelu je aktuátor tvořen horní a dolní částí, mezi kterými je umístěna řízená rotační vazba (*joint motion actuator*). Horní část aktuátoru je pevně spojena s řídicí pákou a vzpěrou. Dolní část aktuátoru je pevně spojena s těhlicí.



Obr. 85: Rotační aktuátor v systému předního zavěšení (Adams Car) – popis

Rotační aktuátory mění pomocí následujících řídicích funkcí sbíhavost kol (úhel natočení předních kol). Tyto řídicí funkce jsou zadány přímo v programu Adams Car jako *runtime funkce* v subsystému předního zavěšení.

Funkce řídicí natočení aktuátorů (Obr. 86), získané po dlouhé optimalizaci jízdními testy v programu Adams Car, využívají funkce *arkustangens* (*arctg*). Výhodou této funkce je její vhodný průběh a definiční obor zahrnující všechna reálná čísla. Aktuátor, který je při průjezdu zatáčkou umístěn u vnitřního (odlehčeného) předního kola, začne měnit jeho natočení jako první. Maximální natočení aktuátoru je při tom 7° . Toto natáčení vnitřního kola směrem do rozbíhavosti způsobí, že smyk vozidla nastane ve vyšší rychlosti (platí pro vytvořený model se zmíněnými parametry). Druhý aktuátor na vnějším kole začne natáčet kolo až ve chvíli ztráty adheze a přispívá tak k rychlejší stabilizaci vozidla. Pro tento případ je maximální natočení aktuátoru 6° . V praxi by tyto aktuátory potřebovaly z důvodu nutnosti rychlých reakcí predikci jízdního chování automobilu.



Obr. 86: Řídící funkce aktuátorů

10.1. Verifikace navrženého technického řešení

K prokázání pozitivního vlivu zmíněných aktuátorů byly provedeny v programu MD Adams Car 2011 tyto simulace jízdních manévrů (s/bez aktuátorů):

- Statická říditelnost (*Constant radius cornering*)
- Vyhýbací manévr dle AVTP 03 – 160 (*ISO lane change manoeuvre*)
- Sinusový pohyb volantu (*SIN steer*)
- Skokové natočení volantu (*ramp steer*)
- Jízda ve smyku (*Drift*)

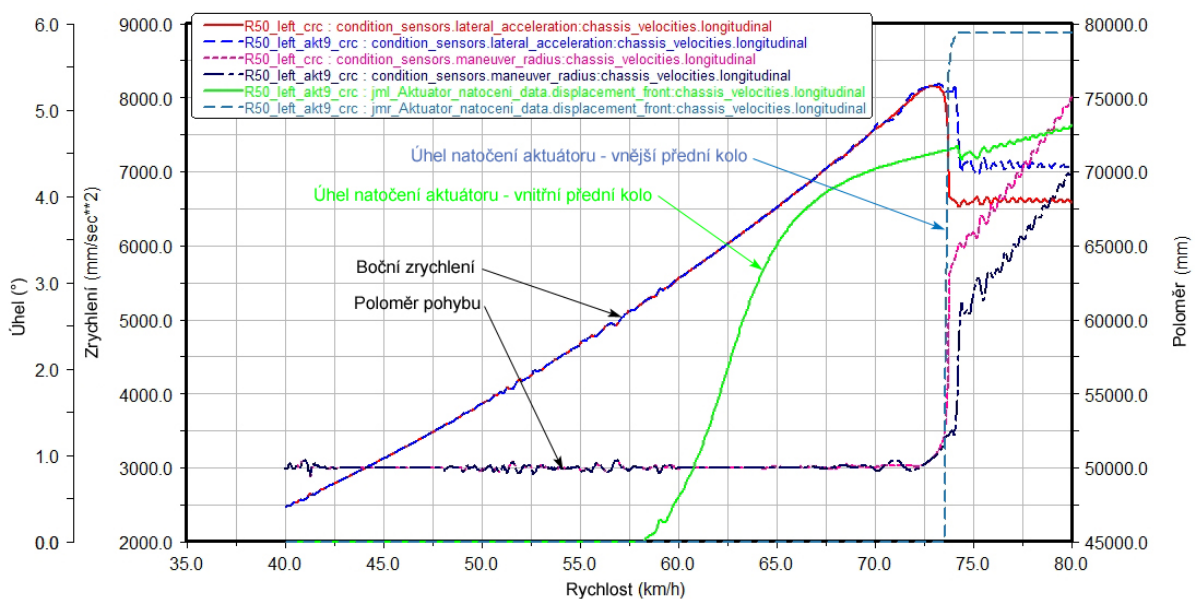
Simulace byly, jak bude dále ukázáno, prováděny s různými vstupními parametry. Pro simulaci byl použit model sestavy automobilu popsany v kapitole 9 a jeho upravená varianta s přidáním rotačními aktuátory zmíněnými výše. Z výsledků je patrné, že vozidlo s rotačními aktuátory měnícími směrové postavení (sbíhavost) kol, mělo ve všech případech rychlejší a

přesnější reakce řízení. Nedotáčivé chování vytvořeného modelu automobilu se s aktuátory začalo projevovat vždy ve vyšších rychlostech. Navíc automobil s rotačními aktuátory, který se dostal do smyku, byl dříve stabilizován do požadovaného směru. Následující závislosti získané za pomoci postprocesoru programu Adams Car ukazují vybrané výsledky jízdních simulací.

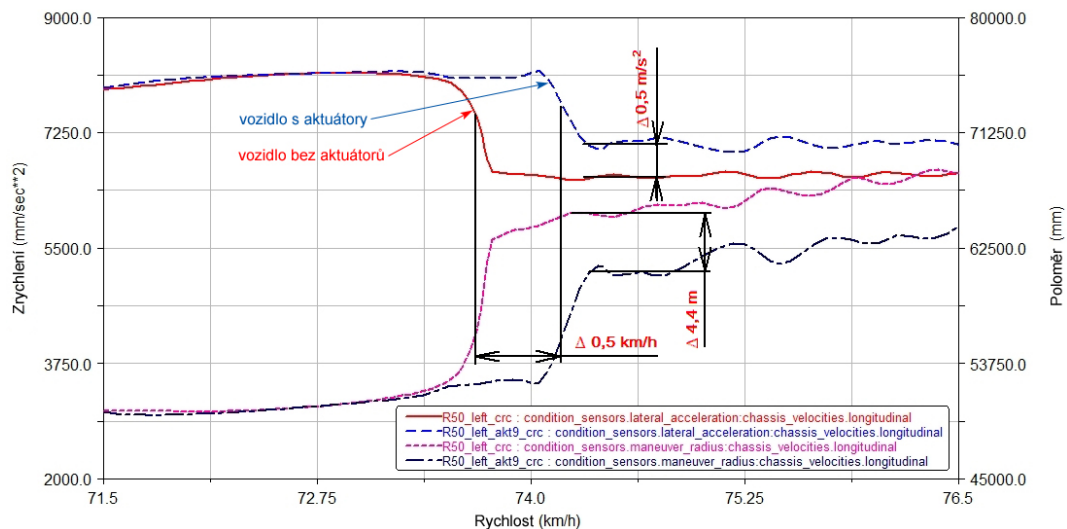
Následuje popis vybraných jízdních simulací:

a) Statická říditelnost (*Constant radius cornering*)

Jako první byla provedena simulace statické říditelnosti, v programu Adams Car nazývaná *constant radius cornering*. Tato jízdní simulace detailně popsaná v kapitolách 8 a 9.2 byla provedena s aktuátory a bez aktuátorů pro tři výchozí kruhové dráhy o poloměrech: 30, 50, 70 metrů. Na Obr. 87 jsou zobrazené získané vybrané výsledky pro kruhovou dráhu o poloměru 50 metrů. Grafická závislost na tomto obrázku ukazuje boční zrychlení, poloměr pohybu vozidla a informace o natočení aktuátorů, vše v závislosti na rychlosti pohybu vozidla. Rychlost, při které dojde k náhlé změně bočního zrychlení a poloměru pohybu vozidla znamená ztrátu adheze. V detailu na Obr. 88 je vidět, že ke ztrátě adheze dojde s použitím aktuátorů ve vyšší rychlosti (rozdíl činí cca 0,5 km/h). Důležité ale také je, že automobil s aktuátory, který se pohybuje již ve smyku, je stabilizován dříve – na menším poloměru (rozdíl v poloměrech je větší než 4 metry).



Obr. 87: Výsledky statické říditelnosti - poloměr pohybu 50 m
(porovnání modelu s/bez rotačních aktuátorů)

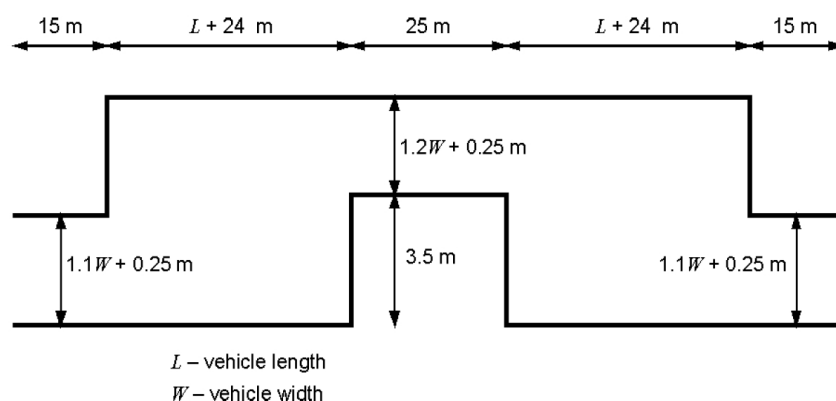


Obr. 88: Detail výsledků statické říditelnosti - poloměr pohybu 50 m
(porovnání modelu s/bez rotačních aktuátorů)

Pozn.: Výsledky simulací statické říditelnosti pro všechny použité vstupní parametry jsou uvedeny v PŘÍLOZE č 9.

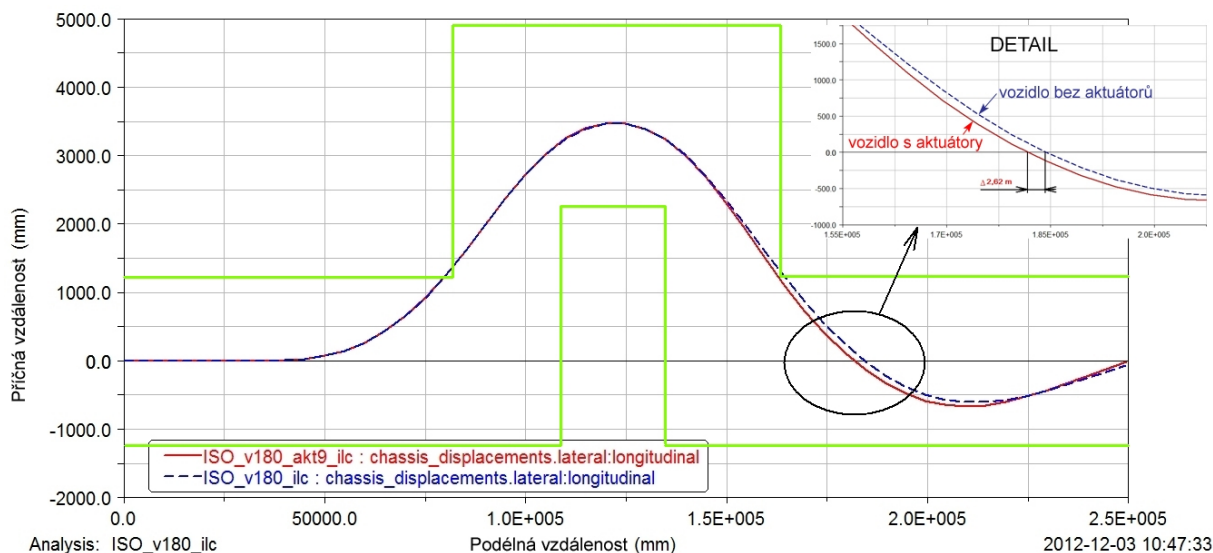
b) Vyhýbací manévr dle AVTP 03 – 160 (ISO lane change manoeuvre)

Druhou jízdní simulací byl vyhýbací manévr někdy také nazýván jako losí test. Pro tuto simulaci je určena trať s přesně definovaným ohraničením (viz. Obr. 89), kterou by měl testovaný automobil dodržovat. Manévr byl v programu Adams Car vyzkoušen pro dvě počáteční rychlosti vozidla: 140 km/h a 180 km/h. Pro demonstraci vlivu aktuátorů byly vybrány výsledky testu při 180 km/h. Obr. 90 ukazuje dráhu pohybu vozidla s aktuátory a bez aktuátorů s vyznačením hranic normalizované testovací dráhy.



NATO (AVTP 03-160) Lane Change Test Course

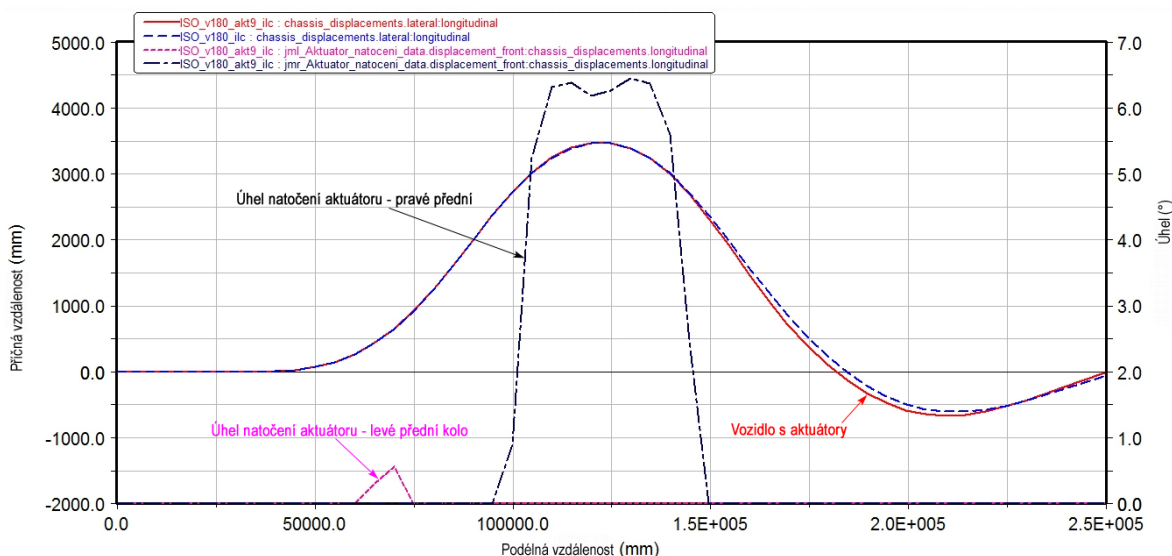
Obr. 89: Trať pro vyhýbací manévr definovaná dle standardu ISO (AVTP 03 – 160) [28]



Obr. 90: Výsledky vyhýbacího manévru – počáteční rychlost 180 km/h
(porovnání modelu s/bez rotačních aktuátorů)

Z výsledků na Obr. 90 je vidět, že se vozidlo při rychlosti 180 km/h pohybuje již mimo vyznačené hranice testovací dráhy. Nicméně automobil opatřený rotačními aktuátory reaguje při vyhýbacím manévru rychleji. Rozdíl mezi drahami automobilu s aktuátory a bez aktuátorů je v podélném směru až 2,6 metru.

Obr. 91 ukazuje dráhu pohybu vozidla včetně znázornění průběhu natáčení aktuátorů během jízdní simulace.

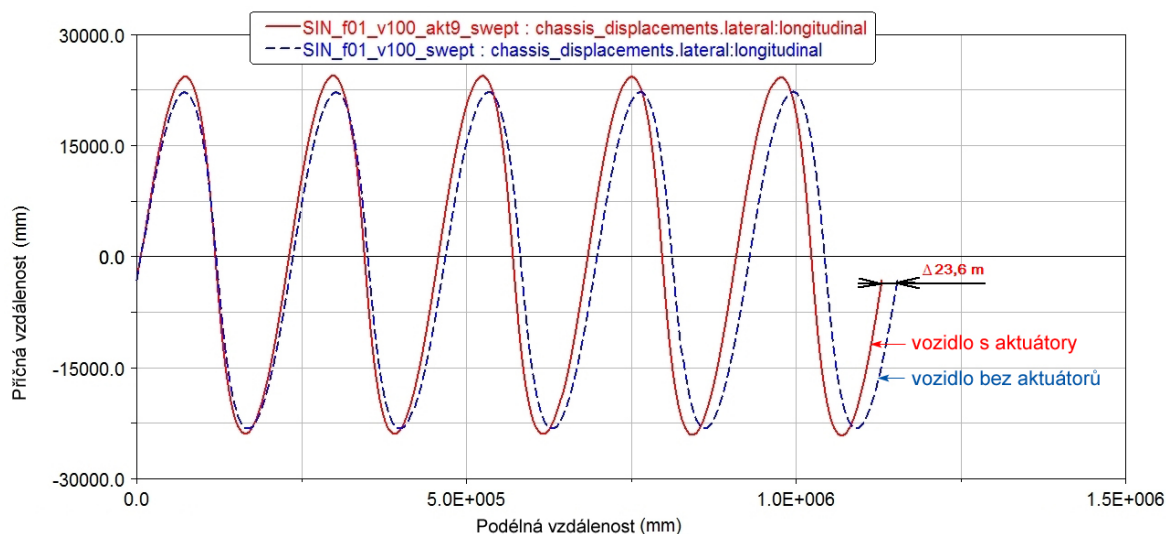


Obr. 91: Výsledky vyhýbacího manévru s průběhem natáčení aktuátorů – počáteční rychlost 180 km/h
(porovnání modelu s/bez rotačních aktuátorů)

Pozn.: Výsledky simulací vyhýbacího manévru pro obě vstupní rychlosti (140 km/h, 180 km/h) jsou uvedeny v PŘÍLOZE č 10.

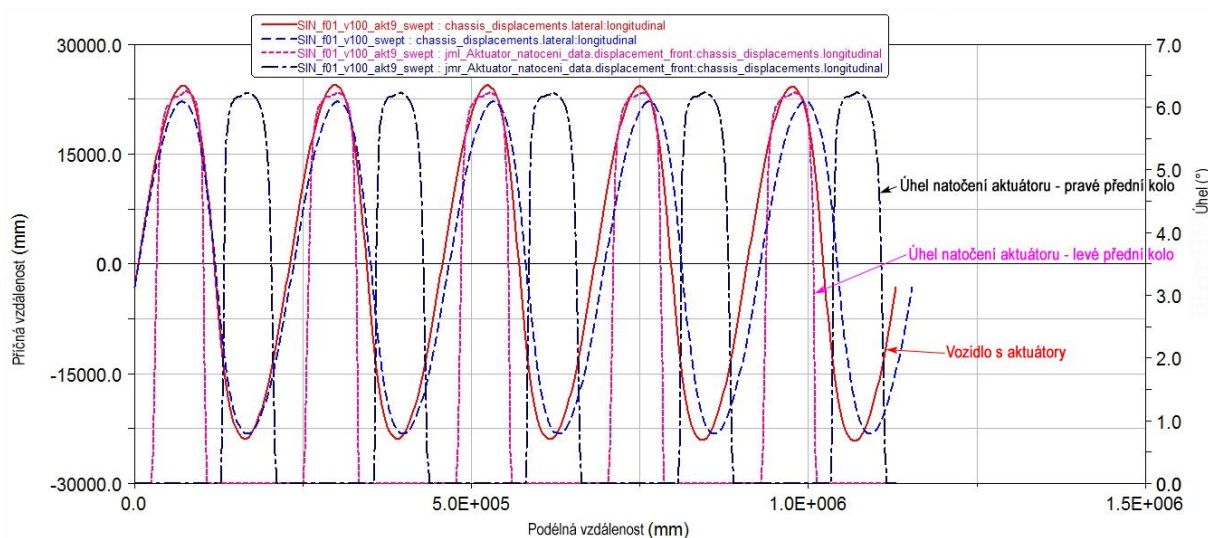
c) Sinusový pohyb volantu (*SIN steer*)

Další jízdní simulací je test reakce automobilu na vstupní sinusový pohyb volantu. Tento test byl opět proveden s automobilem s aktuátory a bez aktuátorů v programu MD Adams Car 2011 pro různé vstupní parametry. Porovnání výsledné dráhy automobilu s aktuátory a bez aktuátorů pro zmíněné vstupní parametry je zobrazeno na Obr. 92. V tomto případě byl volant periodicky natáčen v rozsahu $\pm 100^\circ$ s frekvencí 0,1Hz. Po pěti sinusových periodách v rychlosti 100 km/h ujely testované automobily vzdálenost delší než 1 km v podélném směru, přičemž rozdíl drah v tomto směru tvoří 23,6 m ve prospěch vozidla s aktuátory.



Obr. 92: Výsledky pro sinusový pohyb volantu – rychlost pohybu 100 km/h
(porovnání modelu s/bez rotačních aktuátorů)

Následující obrázek znázorňuje navíc průběh natáčení aktuátorů na levém a pravém předním kole.



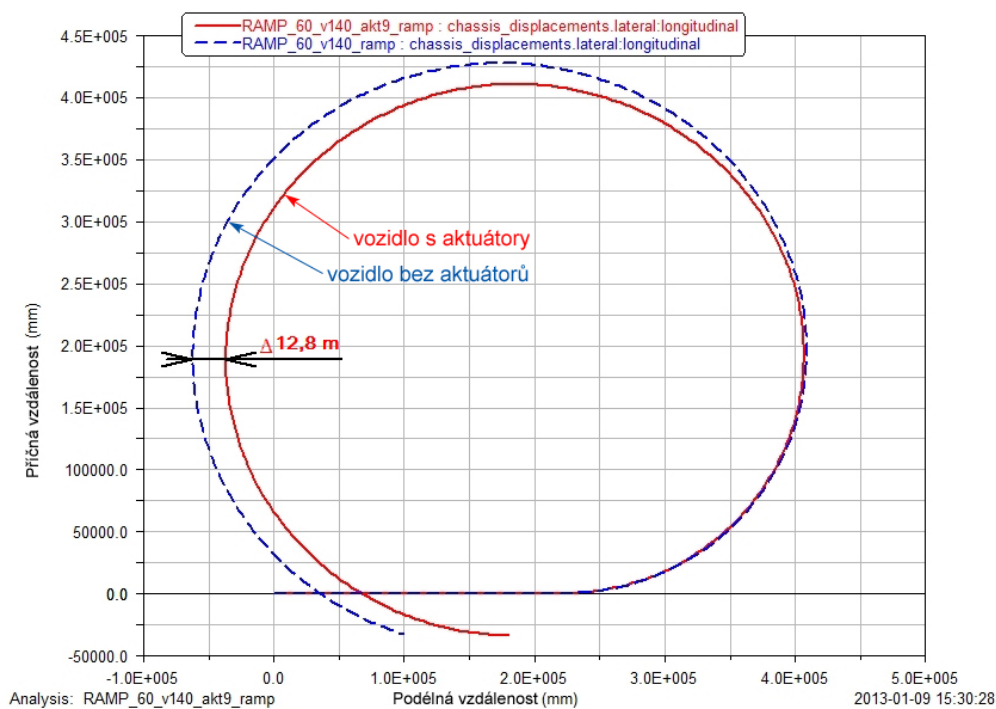
Obr. 93: Výsledky pro sinusový pohyb volantu s průběhem natáčení aktuátorů – rychlost pohybu 100 km/h

(porovnání modelu s/bez rotačních aktuátorů)

Pozn.: Výsledky simulací pro sinusový pohyb volantu v rychlosti 85 km/h a 100 km/h včetně vstupních parametrů jsou uvedeny v PŘÍLOZE č 11.

d) Skokové natočení volantu (*ramp steer*)

Čtvrtým provedeným typem jízdních simulací bylo testování odezvy automobilu na skokové natočení volantu v programu Adams Car nazývané *ramp steer*. K porovnání výsledných drah automobilů s aktuátory a bez aktuátorů byly v tomto případě vybrány tyto vstupní parametry: automobil jedoucí rychlostí 140 km/h pět sekund v přímém směru, poté natočení volantu rychlostí 60°/s o 725° do plného rejdu. Obr. 23 ukazuje výslednou jízdní dráhu. Rozdíl mezi průměry zatáčení po skokovém natočení volantu činí 12,8 m ve prospěch automobilu s aktuátory, který se pohybuje po menším poloměru (rádius pohybu je přibližně 230 m). Tento rozdíl naznačuje rychlejší reakci automobilu s aktuátory na prudkou změnu natočení volantu.

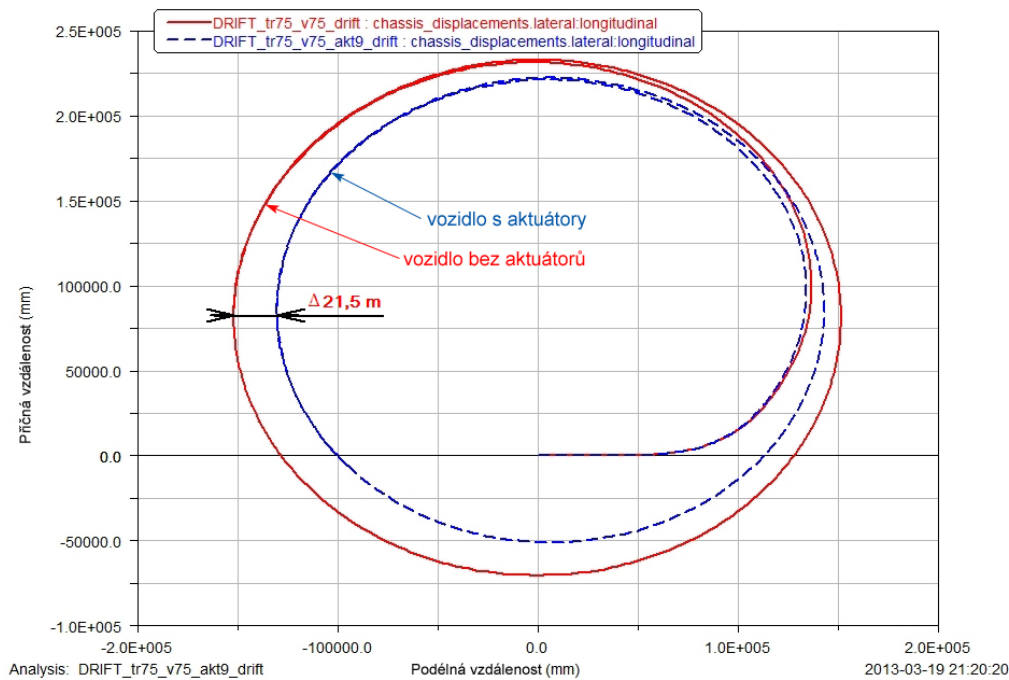


Obr. 94: Výsledky skokového natočení volantu – rychlost pohybu 140 km/h
(porovnání modelu s/bez rotačních aktuátorů)

Pozn.: Výsledky simulací skokového natočení volantu v rychlosti 100 km/h a 140 km/h včetně vstupních parametrů jsou uvedeny v PŘÍLOZE č 12.

e) Jízda ve smyku (*Drift*)

Poslední simulací v programu MD Adams Car 2011 demonstrující vliv aktuátorů na jízdní chování automobilu je test jízdy ve smyku. I v tomto případě bylo provedeno více testů. Zde uvedené výsledky ukazují dráhu automobilu pohybujícího se ve smyku rychlostí 75 km/h při natočení volantu doleva o 100°. Po první vteřině jízdy se začne natáčet volant do uvedené polohy a poté dochází k pohybu plynového pedálu až do jeho plného sešlápnutí (plné otevření škrtkic klapky).



Obr. 95: Výsledky jízdy ve smyku – rychlost pohybu 75 km/h
(porovnání modelu s/bez rotačních aktuátorů)

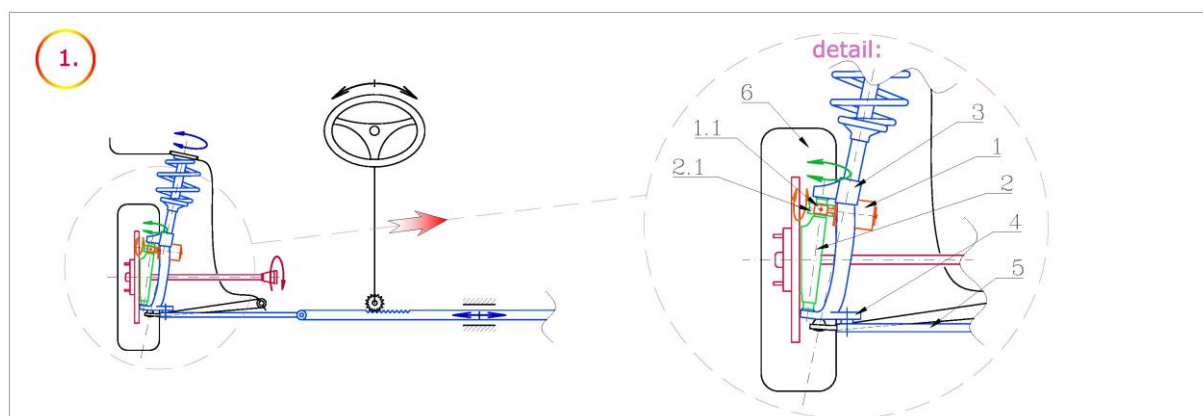
Výsledky simulace jízdy ve smyku s vozidlem s aktuátory a bez aktuátorů jasně ukazují, že automobil s aktuátory je ve smyku stabilizován dříve (na menším poloměru).

Pozn.: Výsledky simulací jízdy ve smyku v rychlosti 75 km/h a 100 km/h včetně vstupních parametrů jsou uvedeny v PŘÍLOZE č 13.

10.2. Návrh a výběr konstrukčních provedení technického řešení

Pro realizaci *nezávislého směrového natáčení kol na přední nápravě* bylo navrženo následujících devět odlišných konstrukčních řešení. Všechna řešení byla vyvinuta s ohledem na jejich funkčnost a dodržení mechanické vazby mezi koly a volantem i při výpadku zdroje energie pro jejich ovládání. Následný výběr nejvhodnějšího konstrukčního provedení je proveden na základě multikriteriálního hodnocení uvedeného v PŘÍLOZE č.14.

Návrh č.1:



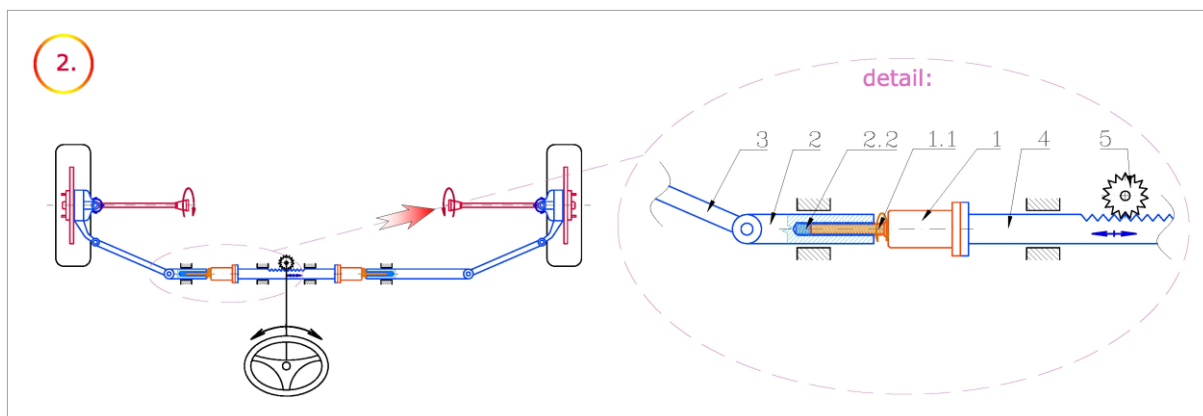
Obr. 96: Schéma konstrukčního návrhu č.1

První návrh konstrukčního řešení *nezávislého směrového natočení kol na přední nápravě* vychází z Obr. 96. Jedná se o modifikaci zavěšení McPherson s oddělenou těhlicí (2). Oddělená těhlice se dnes používá z důvodu zamezení přenosu sil od hnacího momentu do řízení u výkonných automobilů s předním pohonem (např. Ford – RevoKnuckle, Opel - HiPerStrut). V tomto případě oddělená těhlice (2) umožňuje nezávislé natočení předních kol (6) při dodržení stálé mechanické vazby mezi koly (6) a volantem. Řídící pohyb od volantu je přenášen přes převodku řízení na hřeben řízení, řídicí tyče (5), řídicí páky (4) a otočně uloženou vzpěru (3) zavěšení McPherson, která natáčí přední kola (6).

Pouze v případě nutnosti korekčního zásahu do směrového natočení levého nebo pravého kola dochází k aktivaci pomocného mechanismu natáčejícího oddělenou těhlicí (2) vůči vzpěře (3) zavěšení McPherson. Toto korekční natočení je prováděno pomocí krokového elektromotoru (1) pevně spojeného se vzpěrou (3). Pohyb je přenášen na oddělenou těhlicí (2) přes šnekové soukolí (1.1; 2.1), jenž zajišťuje samosvornost daného mechanismu a zabraňuje samovolnému natočení kol.

I přes jednoduchost a přesnost ovládání tohoto mechanismu má toto řešení velkou nevýhodu ve zvýšení neodpružené hmotnosti a negativním vlivu rázů na krokový motor (1). Navíc prostorové nároky na umístění elektromotoru do oblasti zavěšení jsou u většiny osobních automobilů jen těžko splnitelné.

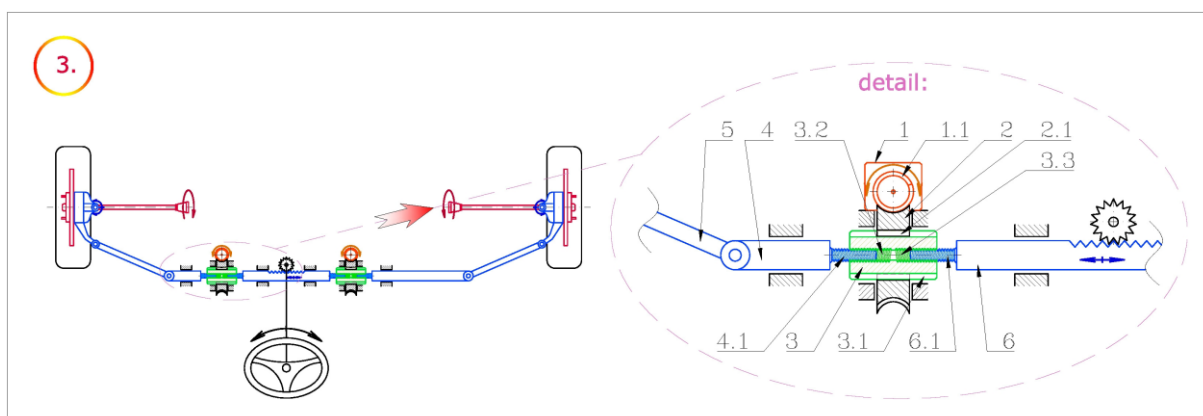
Návrh č.2:



Obr. 97: Schéma konstrukčního návrhu č.2

Druhý návrh, stejně jako všechny následující konstrukční řešení, využívá k nezávislému směrovému natáčení předních kol změnu délky hřebenové části řízení. Výhodou oproti prvnímu návrhu je především snížení neodpružené hmoty předního zavěšení. Uvedené konstrukční řešení využívá hřebenové převodky skládající se dle Obr. 97 z pastorku řízení (5) a hřebene řízení (4). S hřebem řízení je pevně spojený krokový elektromotor (1) jehož výstupní hřídel je osazena vnějším závitem (1.1). Jedná se tak vlastně o pohybový šroub, který svou rotací oddaluje nebo přibližuje spojovací tyč (2) vůči hřebenu řízení (4) a mění tak směrové postavení předních kol (sbíhavost). Výhodou tohoto návrhu je jeho konstrukční jednoduchost a oproti ostatním řešením také nejnižší cena. Hlavní nevýhodou představuje zvýšení hmotnosti a ovládacích sil na mechanismus řízení z důvodu aplikace elektromotoru (1) na hřeben řízení (4). Problémem taktéž zůstává přenos rázů a řídicích sil na osu krokového elektromotoru (1).

Návrh č.3:



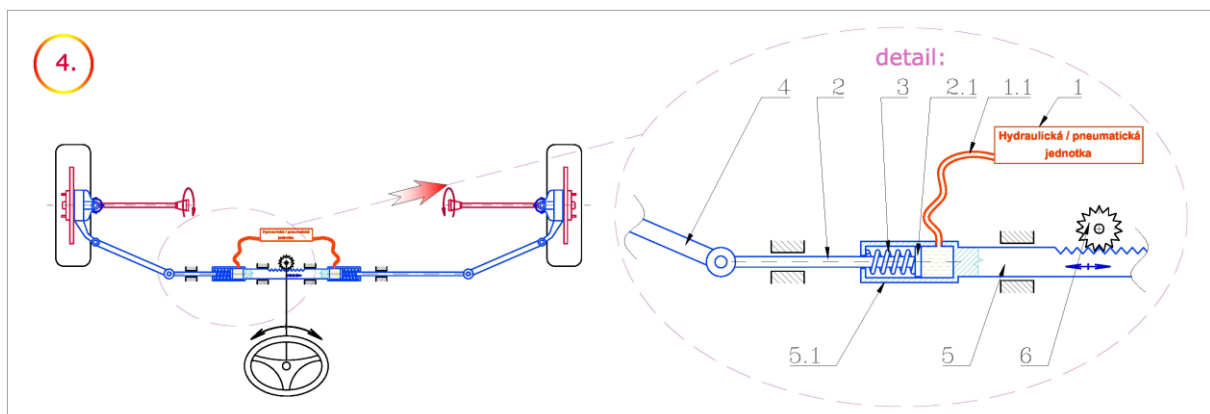
Obr. 98: Schéma konstrukčního návrhu č.3

Konstrukční řešení dle Obr. 98 odstraňuje nevýhodu pevného spojení elektromotorů s hřebem řízení uvedeného v předchozím návrhu. V tomto případě je mezi hřeben řízení (6)

a spojovací tyč řízení (4) vložena matice (3) s vnějším drážkováním (3.1), levým vnitřním závitem (3.2) a pravým vnitřním závitem (3.3). Krokový elektromotor (1) je statorovou částí pevně spojen s karosérií či rámem automobilu. V matici (3) je z jedné strany našroubováno šroubové zakončení (pravý závit) (6.1) hřebene řízení (6) a z druhé strany šroubové zakončení (levý závit) (4.1) spojovací tyče (4). Na drážkách (3.1) matice (3), jež umožňují suvný pohyb, je uloženo šnekové kolo (2). Při otáčení šneku (1.1) pevně spojeného s rotorem krokového elektromotoru (1) dochází k přenosu pohybu přes šnekové kolo (2) na matici (3). Dle směru rotace matice (3) pak dochází k vzájemnému přibližování nebo oddalování hřebene řízení (6) a spojovací tyče řízení (4) a tím i ke změně vzájemného směrového postavení předních kol (změna sbíhavosti).

Oproti klasickým systémům řízení s hřebenovou převodkou je v tomto případě zvýšena hmotnost a ovládací síly mechanismu řízení pouze minimálně. Suvný pohyb hřebenu řízení (6) je přenášen na spojovací tyče (4) přes matici (3) pohybující se v drážkách (2.1) šnekového kola (2), které je uloženo pouze rotačně. Krokový elektromotor (1) je spojen s rámem či karosérií automobilu.

Návrh č.4:

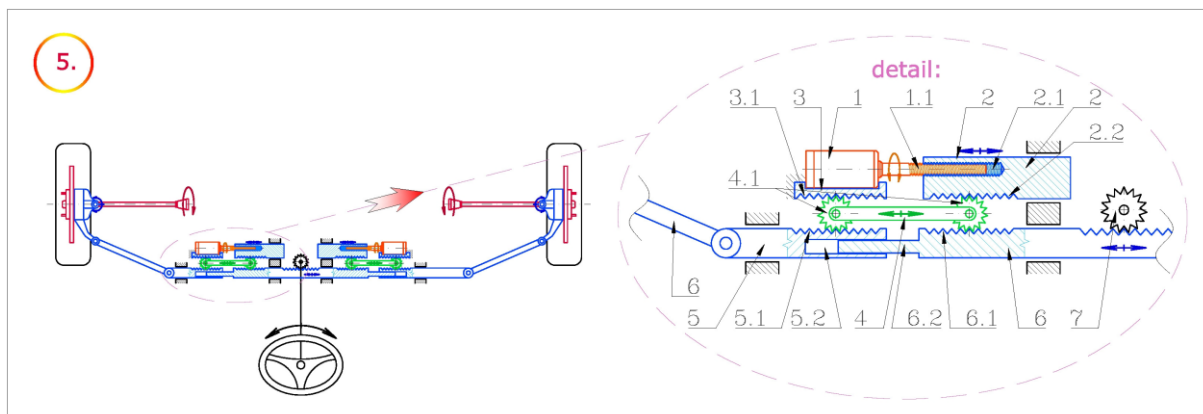


Obr. 99: Schéma konstrukčního návrhu č.4

Návrh č.4 využívá ke změně směrového postavení kol hydraulického (popř. pneumatického) lineárního pístového členu vloženého mezi ozubený hřeben (5) a spojovací tyč (2). Spojovací tyč (2) je tvořena v tomto případě pístnicí spojenou s pístem (2.1). Hřeben řízení (5) je zakončen válcem (5.1), ve kterém je píst (2.1) umístěn. V případě nutnosti změny směrového postavení předních kol (sbíhavosti) je pomocí hydraulické (popř. pneumatické) jednotky (1) přiváděn pružným vedením (1.1) tlak do prostoru nad píst (2.1), který způsobí oddálení spojovací tyče (2) od hřebene řízení (5). Tlačná pružina (3) se po snížení ovládacího tlaku stará o zpětný pohyb pístu (2.1) do původní polohy.

V případě tohoto návrhu se jedná o principiálně jednoduchý mechanismus, u kterého je ale třeba uvažovat se složitějším utěsněním pohyblivých součástí a nutností řízeného tlakového zdroje kapaliny či jiného média.

Návrh č.5:

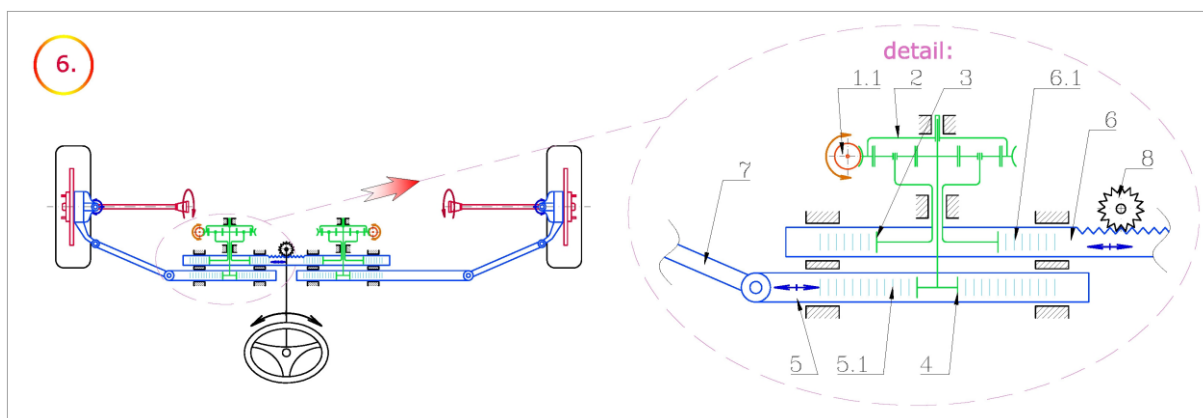


Obr. 100: Schéma konstrukčního návrhu č.5

Konstrukční řešení dle Obr. 100 využívá ke změně délky hřebenové části řízení vložený člen (4) konající při posuvu hřebene řízení (6) rovnoběžný posuvný pohyb. Tento posuvný pohyb vloženého členu (4) se přenáší pomocí na čepech umístěných ozubených kol (4.1) dále na spojovací tyč (5). Ozubená kola (4.1) se při tom odvalují po pevném ozubeném hřebenu (3) a posuvném ozubeném hřebenu (2), který je v činnosti pouze v případě potřeby změny směrového natočení kol (sbíhavosti). Pohyb posuvného ozubeného hřebenu (2) je ovládán pomocí krokového elektromotoru (1), jehož výstupní hřídel je opatřena závitem (1.1), který zapadá do vnitřního závitu (2.1) posuvného ozubeného hřebenu (2). Například při pohybu posuvného ozubeného hřebenu (2) k pevnému ozubenému hřebenu (3) dochází při konstantní poloze hřebene řízení (6) k oddalování spojovací tyče (5), a tím ke zvětšení sbíhavosti kol (platí i naopak). Pro lepší vedení je spojovací tyč řízení (5) opatřena suvným vedením (5.2), ve kterém se pohybuje tvarové zakončení (6.2) hřebene řízení (6).

Výhodou tohoto návrhu je jen malé zvýšení ovládacích sil mechanismu řízení, jedná se ale o prostorově náročné řešení.

Návrh č.6:



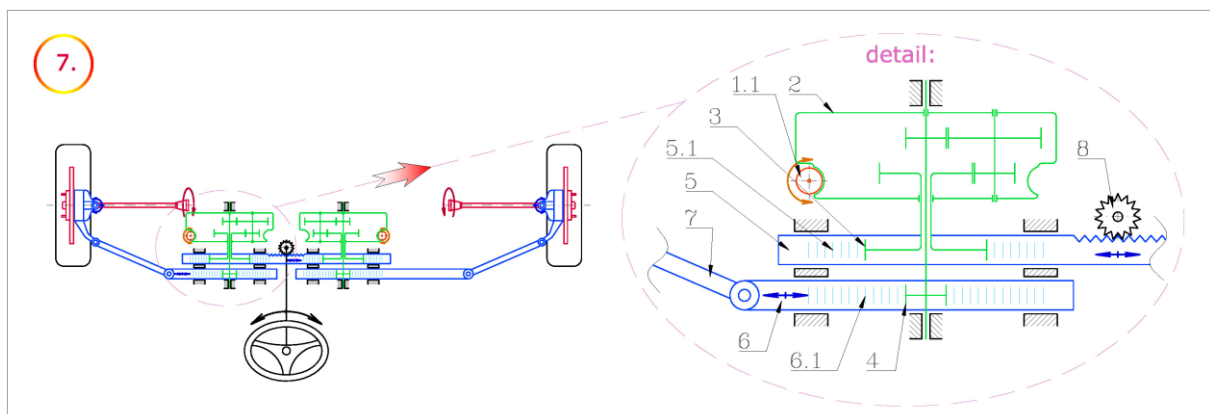
Obr. 101: Schéma konstrukčního návrhu č.6

Konstrukční návrhy č.6 a č.7 jsou charakteristické použitím jednoduchých planetových převodovek odlišného uspořádání. V návrhu dle Obr. 1 je řídicí pohyb od volantu přenášen pomocí pastorku řízení (8) na hřeben řízení (6). Posuvný pohyb hřebene řízení (6) je přes ozubení (6.1) převeden na rotační pohyb ozubeného kola (3), jež je spojeno s unašečem planetové převodovky (2). Pokud je korunové kolo planetové převodovky (2) v klidu, je pohyb přenášen satelity a centrálním kolem na ozubené kolo (4), které zabírá do ozubení (5.1) suvné tyče (5). Přes řídicí tyče (7) a řídicí páky je tento pohyb od volantu přiveden na kola.

Při požadavku na změnu směrového postavení kol (změnu sbíhavosti), je do pohybu uveden krokový elektromotor. Ten šnekovým (samosvorným) převodem (1.1) zabírajícím do korunového kola planetové převodovky (2) dokáže při konstantní poloze hřebenu (6) natáčet ozubeným kolem (4) a měnit tak vzájemné směrové postavení předních kol.

I zde je však problém s velkým potřebným zástavbovým prostorem navrženého mechanismu. Navíc přenos pohybu z volantu na kola přes větší počet soukolí může způsobit řadu nepřesností a zvýšit potřebné ovládací síly. Pro dané řešení by byl také z důvodu převodování nutný velice rychlý elektromotor.

Návrh č.7:



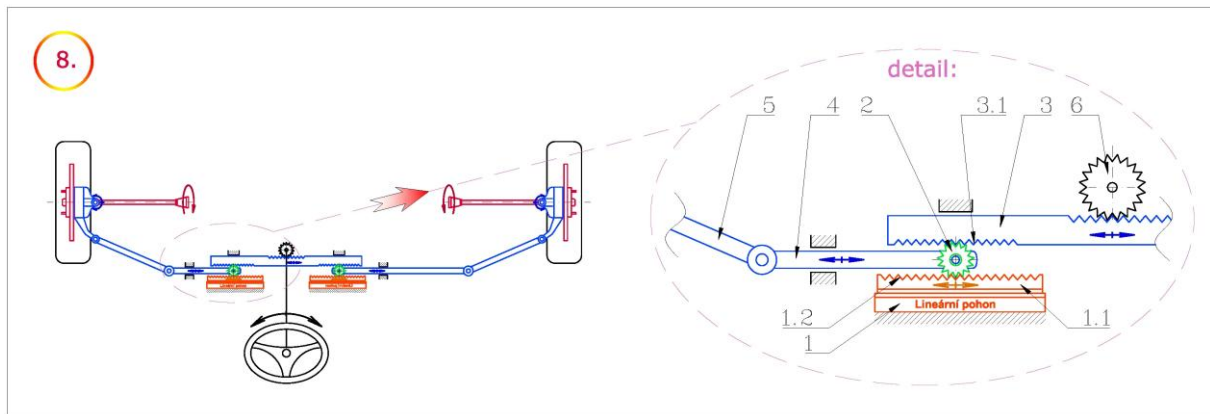
Obr. 102: Schéma konstrukčního návrhu č.7

Schéma konstrukčního návrhu č.7 je modifikací předchozího návrhu, využívající odlišně řešené planetové převodovky (2). Konstrukční návrh č.7 si tak nese stejné nevýhody, které byly zmíněny u předchozího řešení, pouze tedy ukazuje možnost jiného uspořádání použité převodovky.

Pohyb od volantu je opět transformován na posuvný pohyb hřebene řízení (5) a dále přes soukolí planetové převodovky (2) na posuv spojovací tyče řízení (6). Do planetové převodovky (2) je rotační pohyb od ozubeného kola (3) přiveden dutou hřídelí, ve které je vložena výstupní hřídel s ozubeným kolem (4). Vstupní i výstupní hřídel je spojena uvnitř převodovky s jedním centrálním ozubeným kolem. S centrálními ozubenými koly jsou v záběru satelity (planetová kola) uložena na společné hřídeli.

Změna směrového postavení kol je opět provedena za pomoci krokového elektromotoru, který pomocí planetového převodu (1.1) otáčí se skříní převodovky, jež tvoří unašeč vnitřních satelitů.

Návrh č.8:

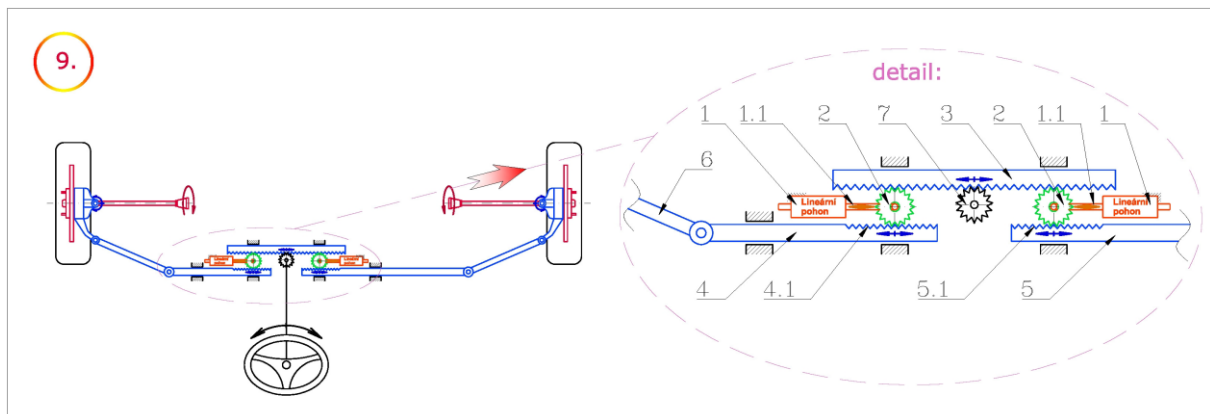


Obr. 103: Schéma konstrukčního návrhu č.8

Poslední dva návrhy jsou vybaveny elektrickými lineárními pohony, které tvoří akční členy měnící vzájemné směrové postavení předních kol. Návrh uvedený na Obr. 103 přenáší pohyb od volantu na hřeben řízení (3) přes pastorek řízení (6). Posuv hřebene řízení (6) je převáděn přes ozubené kolo (2) na spojovací tyč řízení (4), dochází však ke snížení rychlosti pohybu na poloviční hodnotu. Z tohoto důvodu musí být pastorek řízení (6) tvořen větším ozubeným kolem. Ozubené kolo (2) uložené na čepu spojovací tyče řízení (4) se odvaluje při pohybu mechanismu řízení po ozubení (1.2) vytvořené na rotoru (1.1) lineárního pohonu (1). Ke změně směrového postavení předních kol do sbíhavosti nebo rozbíhavosti dojde pouhým posunem rotoru (1.1) na levou či pravou stranu.

Jedná se o jednoduché řešení, které ale naráží na problém vysoké ceny lineárního pohonu (1).

Návrh č.9:



Obr. 104: Schéma konstrukčního návrhu č.9

Konstrukční návrh č.9 je modifikací předchozího řešení. Proto i v tomto případě by musel být řešen problém vysoké ceny lineárních pohonů. Pohyb volantu je zde přenášen hřebenem řízení (3) přes ozubená kola (2) na spojovací tyče řízení (4). Z důvodu potřeby opačného směru posuvu, je hřeben řízení (3) v tomto případě umístěn z horní strany pastorku řízení (7). Ozubená kola (2) jsou uložena na čepích na konci pístnic (rotorů) (1.1) lineárních pohonů (1). Změnou vysunutí pístnice (1.1) z pevně uloženého lineárního pohonu (1) dojde

k odvalování ozubeného kola (2) po hřebenu řízení (3) a tím k přenosu pohybu na spojovací tyč řízení (4). Tím je vyvolaná změna vzájemného směrového postavení kol (změna sbíhavosti).

Zhodnocení a výběr nejvhodnějšího konstrukčního řešení je proveden za pomoci subjektivní metody multikriteriálního hodnocení uvedené v PŘÍLOZE č.14. Hodnocení navržených konstrukčních řešení je provedeno devíti zvolenými kritérii, přičemž každé kritérium má přiřazenu svoji váhu. Samotné hodnocení je provedeno za pomoci desetibodové stupnice. Čím vyšší je bodové hodnocení, tím pozitivnější je vliv u daného kritéria.

K hodnocení konstrukčních řešení byla zvolena tato kritéria:

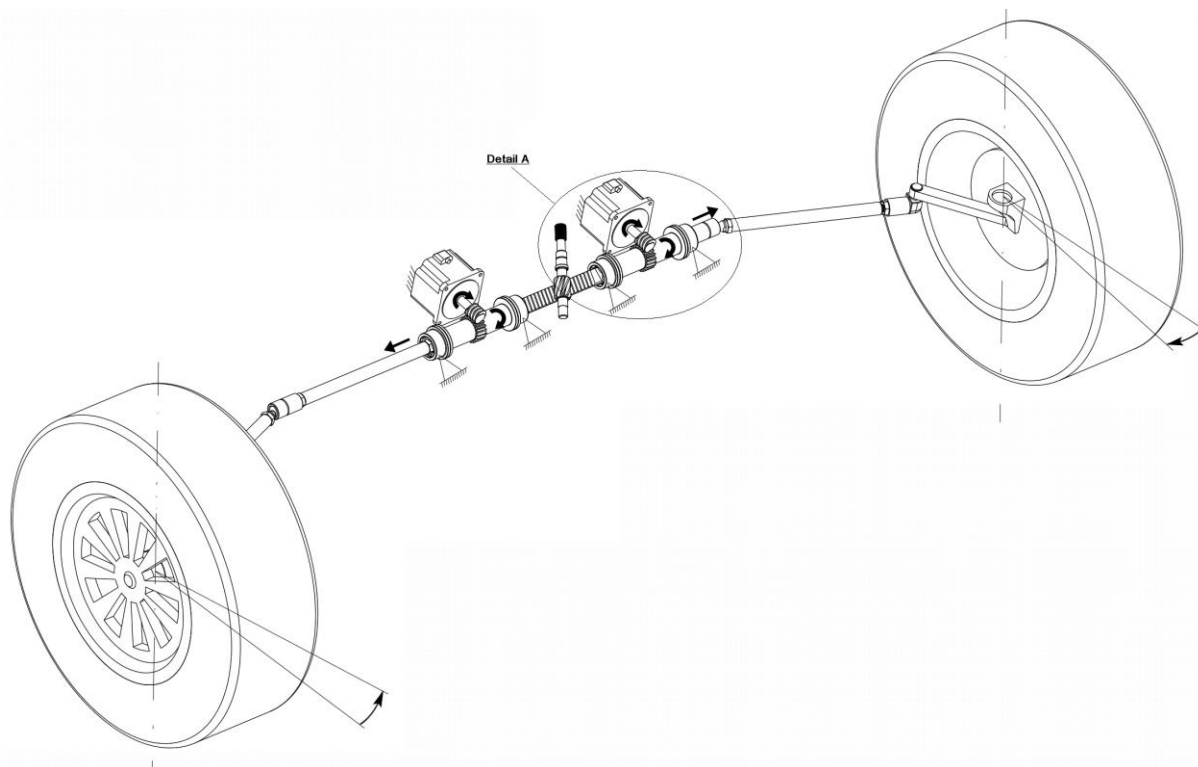
- bezpečnost systému při výpadku energie
- navýšení ceny systému modifikací standardního systému řízení
- reakční rychlost systému natáčení kol
- prostorová náročnost systému
- vliv na ovládací síly systému řízení a jeho hmotnost
- vliv na přesnost a spolehlivost systému řízení
- vliv na zvýšení neodpružených hmot
- provozní namáhání akčních členů
- náročnost na montáž, demontáž a opravy

Z výsledků multikriteriálního hodnocení plyne, že nejvhodnějším řešením pro nezávislé směrové natáčení předních kol je návrh č.3. Tento návrh, který bude dále podrobněji rozpracován, je výhodný především z hlediska jednoduché aplikace na standardní systémy řízení s hřebenovou převodkou. Navržený systém zvyšuje ovládací síly řízení pouze minimálně a díky samosvorným závitům a šnekovému převodu zajišťuje dostatečnou bezpečnost při výpadku zdroje energie. Konstrukční řešení dle návrhu č.3 nezvyšuje neodpružené hmoty a akční člen (krokový elektromotor) není zatěžován rázy od kol a od řízení. Největší slabinou tohoto návrhu tak zůstává reakční rychlost, která je ovlivněna zpřevodováním pohybu krokového motoru přes šnekový a šroubový převod do pomala.

Druhým v pořadí je dle vytvořeného multikriteriálního hodnocení návrh č.8 využívající ke své funkci lineárního pohonu. Jedná se o principiálně jednoduché, ale drahé řešení vyžadující větší zásahy do konstrukce standardního systému řízení. Taktéž návrh č.4, který skončil dle získaných výsledků na třetím místě naráží i přes své výhody na vyšší cenu danou především nutností řízeného tlakového zdroje energie.

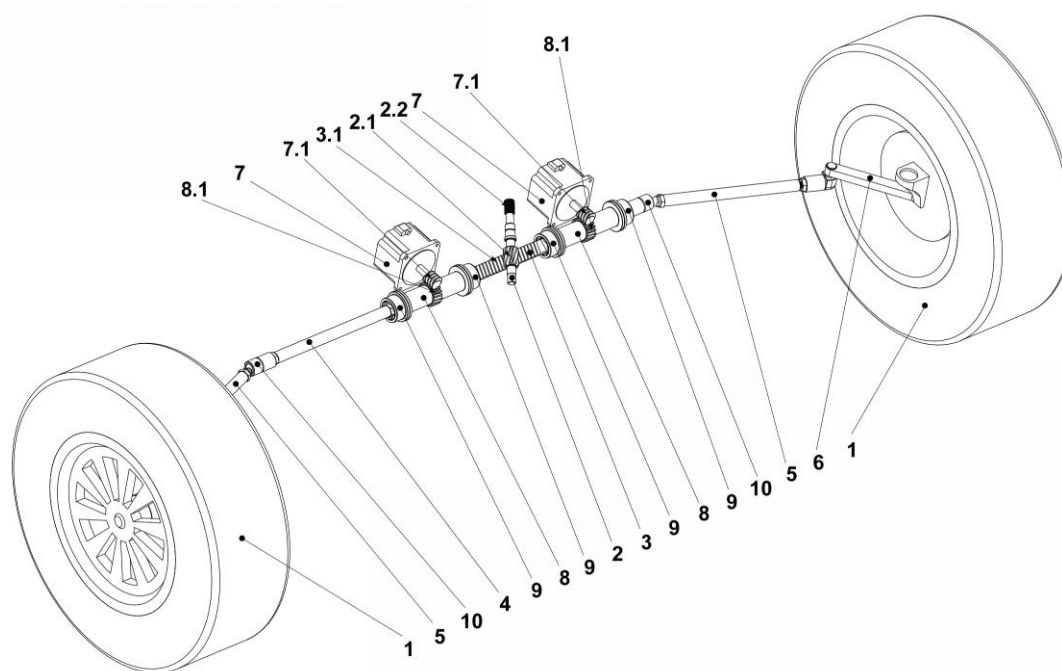
10.3. Detailní zpracování vybraného konstrukčních návrhu

K podrobnějšímu konstrukčnímu zpracování byl vybrán za pomoci zmíněného multikriteriálního hodnocení návrh č.3, tedy návrh využívající ke změně vzájemného směrového natočení předních kol cíleně natáčené matice s levým a pravým závitěm vložené mezi hřeben řízení a spojovací tyče řízení.

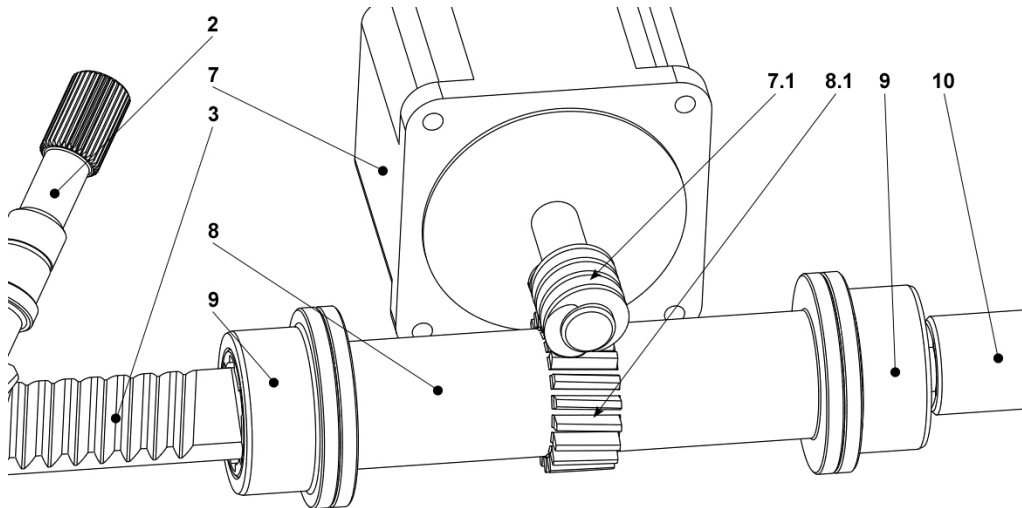


Obr. 105: 3D model mechanismu řízení dle návrhu č.3

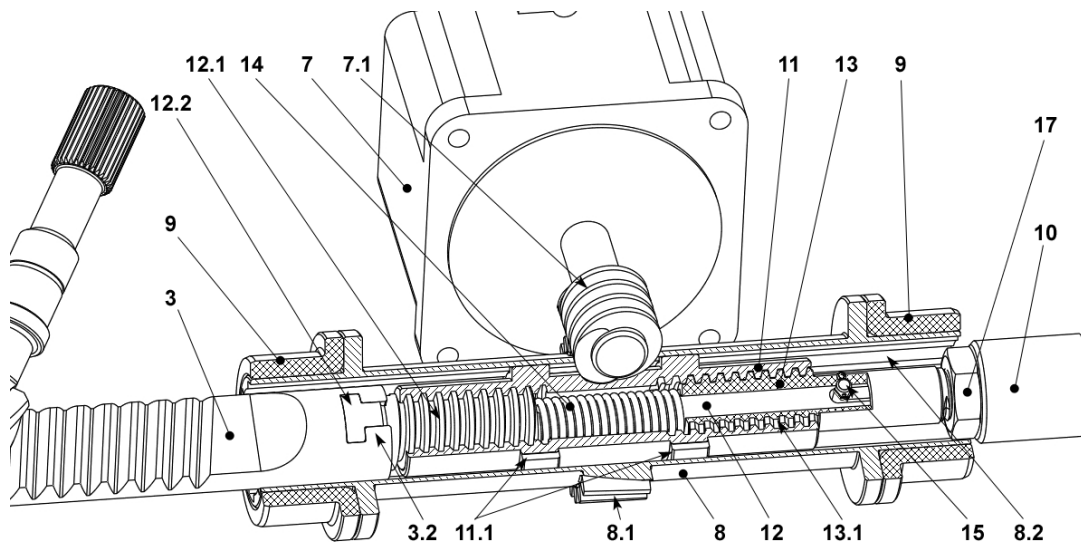
K detailnímu popisu vybraného konstrukčního návrhu využijeme následující schematické obrázky s uvedením číselných pozic jednotlivých částí a prvků mechanismu řízení. Renderovou vizualizaci vybraného návrhu vytvořenou v programu ProEngineer Wildfire 4.0 je možné také najít v PŘÍLOZE č.15.



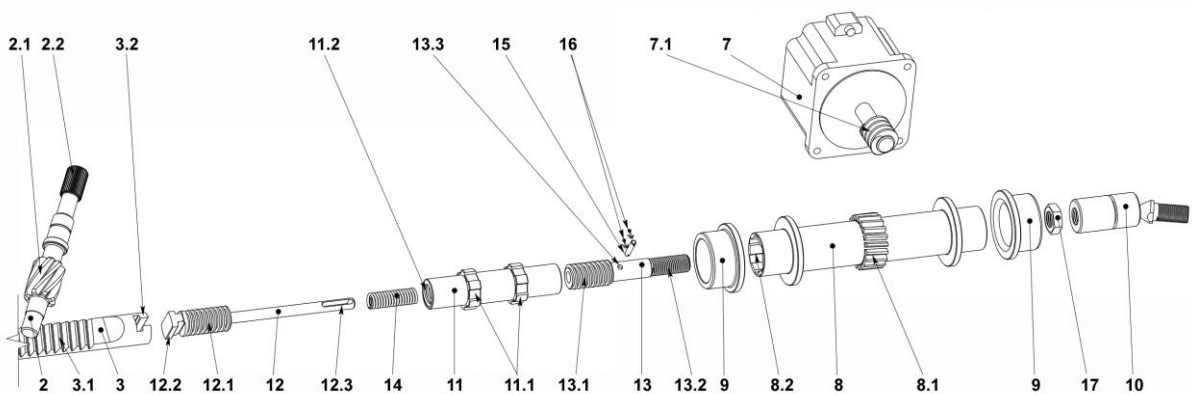
Obr. 106: Celkový pohled na vybraný mechanismus řízení s číselnými pozicemi



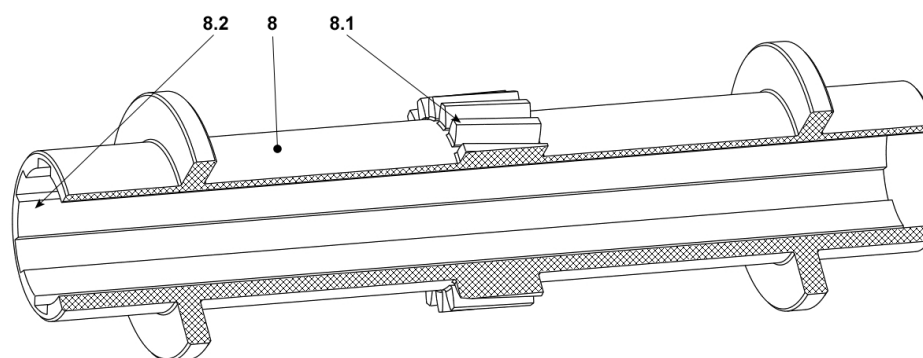
Obr. 107: Detailní pohled na mechanismus umožňující nezávislé směrové natáčení kol



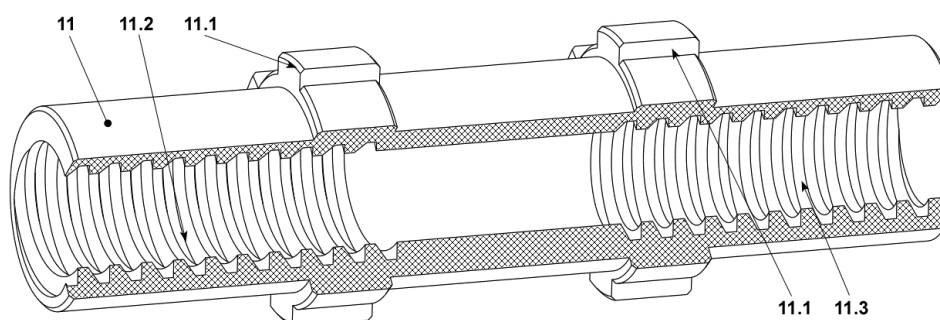
Obr. 108: Detailní pohled na mechanismus umožňující nezávislé směrové natáčení kol v částečném řezu



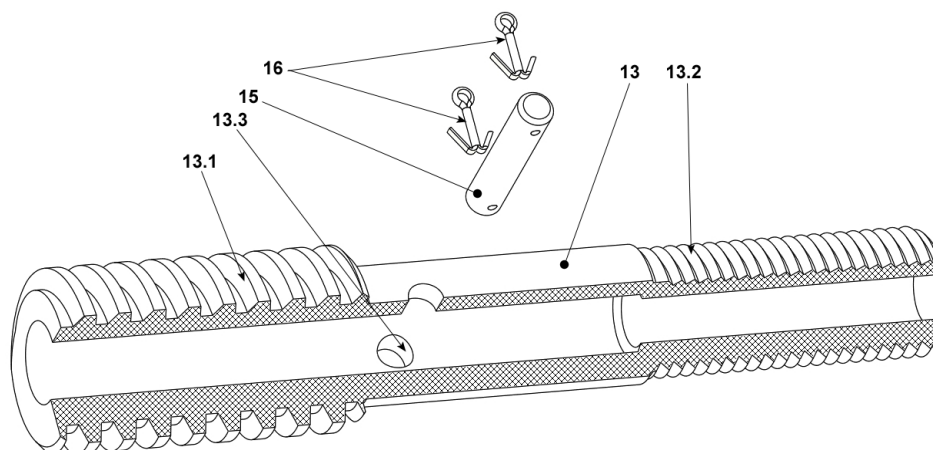
Obr. 109: Pohled na mechanismu umožňujícího nezávislé směrové natáčení kol v rozloženém stavu



Obr. 110: Pohled na šnekové kolo (8) v řezu



Obr. 111: Pohled na nastavovací matici (11) v řezu



Obr. 112: Pohled na spojovací tyč (13) v řezu

Konstrukce uvedeného mechanismu pro nezávislé směrové natáčení kol (1) na přední nápravě osobního automobilu vychází z návrhu č.3. Mechanismus je zakomponován v systému řízení z levé a pravé strany hřebene řízení (3) a bez ztráty mechanické vazby převádí pohyb od volantu na řízená kola (1). Řídící pohyb od volantu je přenášén hřebenovou převodkou, skládající se z pastorku řízení (2) a hřebene řízení (3), přes spojovací tyče (12) s levostranným závitem (12.1), nastavovací matice (11), spojovací tyče (13) s pravostranným závitem (13.1), spojovací tyč (4), kulové klouby (10), řídicí tyče (5) a řídicí páky (6) na kola (1).

Samotný mechanismus pro nezávislé směrové natáčení kol (1) je ovládán krokovým motorem (7), který přes šnek (7.1) převádí pohyb na šnekové kolo (8). Šnekové kolo (8) je rotačně uloženo v kluzných pouzdrech (9), jenž jsou spojeny se skříní převodky řízení (z důvodu přehlednosti není uvedena na schematických obrázcích). Rotační pohyb šnekového kola (8) je přenášen jeho vnitřními drážkami (8.2) na nastavovací matici (11). Tato nastavovací matice (11) pak dle směru rotace, pomocí vnitřního levostranného závitu (11.2) na jedné straně a vnitřního pravostranného závitu (11.3) na druhé straně, přibližuje nebo oddaluje spojovací tyč (12) s vnějším levostranným závitem (12.1) a spojovací tyč (13) s vnějším pravostranným závitem (13.1). Tento pohyb zajišťuje požadovanou změnu směrového natočení předních kol (1). Nastavovací matice (11) zároveň umožňuje posuvný pohyb od řízení svými drážkami (11.1) v drážkách (8.1) šnekového kola (8). Tlačná pružina (14) mezi spojovací tyčí (12) s levostranným závitem (12.1) a spojovací tyčí (13) s pravostranným závitem (13.1) slouží k vymezení vůlí v závitech (12.1) a (13.1). Přibližování a oddalování spojovací tyče (12) s levostranným závitem (12.1) a spojovací tyče (13) s pravostranným závitem (13.1) je z bezpečnostních důvodů omezeno čepem (15), který se pohybuje v drážce (12.3) spojovací tyče (12) s levostranným závitem (12.1), a zároveň zabráňuje vzájemnému pootočení spojovacích tyčí (12) a (13). Čep (15) umístěný v otvoru (13.3) spojovací tyče (13) je zajištěn závlačkami (16).

Spojovací tyč (13) je svým závitem (13.2) buď přímo spojena s kulovým kloubem (10) (na levé straně od hřebenu řízení (3)), nebo je spojena se spojovací tyčí (4) (na pravé straně od hřebenu řízení (3)). Zajištění polohy proti pootočení je provedeno kontramaticí (17). Spojovací tyč (12) je svým tvarovým výstupkem (12.2) spojena s drážkou (3.2) hřebenu řízení (3). Toto spojení umožňuje vzájemný pohyb hřebene řízení (3) a spojovací tyče (12) ve směru kolmém na posuv hřebenu řízení (3), a tedy možnost přitlačení ozubení (3.1) hřebene řízení (3) na ozubení (2.1) pastorku řízení (2) pro vymezení vůlí v řízení (standardní skříní převodky řízení s přitlačným mechanismem pro vymezení vůlí není pro lepší přehlednost ve schematických obrázcích uvedena).

10.4. Návrh hlavních rozměrů a pohonu akčního členu vybraného konstrukčního řešení

Tato kapitola je věnována základnímu návrhu rozměrů a vhodného pohonu akčního členu mechanismu pro nezávislé směrové natáčení předních kol (popsaný výše).

Pro návrh pohonu je nejprve vhodné určit maximální síly v řízení, které by navrhovaný mechanismus musel překonávat. Maximální síly budou v mechanismu řízení působit zřejmě při plném brzdění vozidla. Pro tento případ s uvažováním dobrých adhezních podmínek mezi koly a vozovkou volím velikost brzdného součinitele (poměr brzdné a tíhové síly) roven jedné.

Pro brzdný součinitel tedy platí:

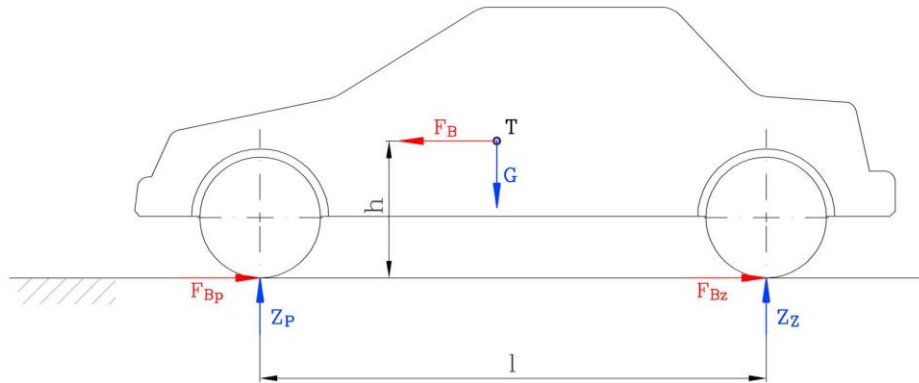
$$z = \frac{F_{B\max}}{G} = \frac{m \cdot a_{Z\max}}{m \cdot g} \cong 1 \quad (10.1)$$

Ze vztahu 10.1 plyne maximální brzdné zpomalení:

$$a_{z_{\max}} = g = 9,81 \text{ m/s}^2 \quad (10.2)$$

Maximální brzdná síla působící na vozidlo při tomto zpomalení:

$$F_B = m \cdot a_{z_{\max}} = 1200 \cdot 9,81 = 11772 \text{ N} \quad (10.3)$$



Obr. 113: Rovnováha sil při brzdění

Na přední řídicí nápravu pak dle Obr. 10br. 113 působí následující svislé zatížení, které je rovno součtu statického svislého zatížení a přidavného svislého zatížení vlivem brzdění (pozn.: jedná se o zjednodušenou úvahu):

$$Z_P = Z_{AT_P} \cdot m \cdot g + \frac{h}{l} \cdot F_B = 0,55 \cdot 1200 \cdot 9,81 + \frac{0,55}{2,5} \cdot 11772 = \underline{9064,4 \text{ N}} \quad (10.4)$$

Kde:

Z_{AT_P} [%] - procentní statické zatížení přední nápravy

m [kg] - hmotnost vozidla

h [m] - výška těžiště automobilu

l [m] - rozvor náprav

Na jedno přední kolo může při maximálním brzdění působit toto svislé zatížení:

$$Z_{P1} = \frac{1}{2} \cdot Z_P \cdot k_{nervn.} = \frac{1}{2} \cdot 9064,4 \cdot 2 = \underline{9064,4 \text{ N}} \quad (10.5)$$

Kde:

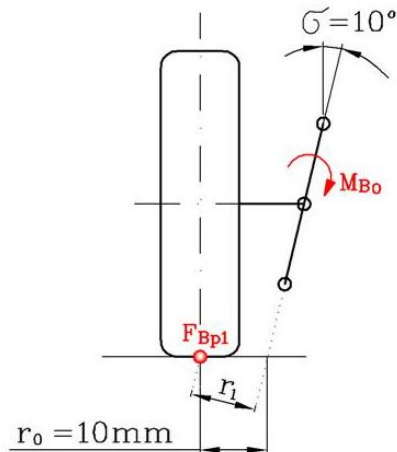
k_{nervn} [-] - součinitel vlivu nerovností vozovky

Při tomto svislém zatížení může jedno přední kolo přenést následující brzdnou sílu:

$$F_{Bp1} = Z_{P1} \cdot \mu_{\max} = 9064,4 \cdot 1 = \underline{9064,4 \text{ N}} \quad (10.6)$$

Kde:

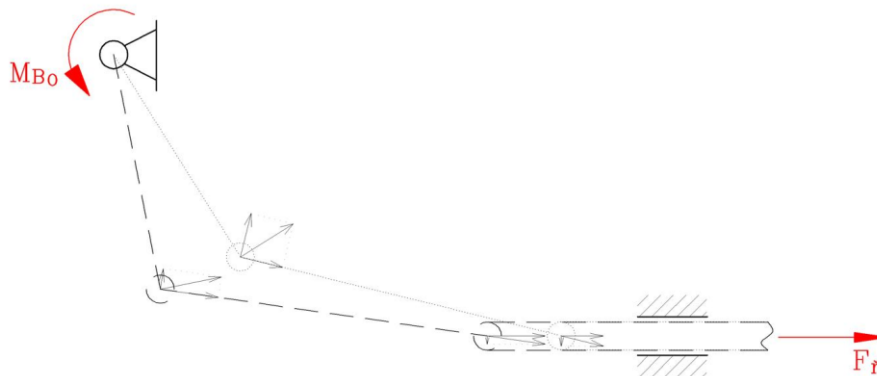
μ_{\max} [-] - součinitel adheze (dobré adhezní podmínky)



Obr. 114: Brzdná síla na předním kole

Brzdná síla na předním kole vytváří moment kolem rejdové osy (viz. Obr. 114). Velikost tohoto momentu je dána vztahem:

$$M_{Bo} = F_{Bp1} \cdot r_1 = F_{Bp1} \cdot r_0 \cdot \cos \sigma = 9064,4 \cdot 0,01 \cdot \cos 10^\circ = \underline{89,3Nm} \quad (10.7)$$



Obr. 115: Přenos momentu od brzdění na hřeben řízení

Síly od momentu způsobeného brzděním jsou přenášeny řídicími pákami a řídicími tyčemi na hřeben řízení (viz. Obr. 115). Maximální síla přitom na hřebenu řízení působí při maximálním natočení kola do rejdu. Analyticky bylo zjištěno, že při působení momentu o velikosti 89,3Nm vzniká na hřebenu řízení osová síla 524,8N až 588,5N (dle natočení kola do rejdu od nulové až do maximální polohy). Pro další výpočet můžeme tedy uvažovat, že na hřeben řízení může působit síla o velikosti až cca. 600N.

Jak bylo uvedeno v 10. kapitole, maximální pomocné rejdové natočení kol pro navržené řešení je maximálně $\pm 7^\circ$. Tento rozsah odpovídá dle geometrie řízení zobrazené na Obr. 69 změně délky hřebenové části řízení v maximálním rozsahu ± 20 mm.

Následuje návrh jednotlivých částí mechanismu:

Tlačná pružina:

Ze získaných hodnot plyne i výběr vhodné tlačné pružiny (14), která slouží k vymezení vůlí v závitech a má zásadní vliv na celkovou velikost daného mechanismu (viz. Obr. 108). Z katalogu pružin firmy Hennlich [30] byla vybrána tlačná šroubovitá pružina

z pružinové oceli o průměru 10,8mm s volnou délkou 83 mm, průměrem drátu 1,8 mm a 17,5 závity. Tato pružina vytvářející předpětí pro vymezení vůlí v závitech je v zamontovaném stavu stlačená až na délku 40mm, přičemž v tomto stavu vyvozuje sílu 213,2N. Výhodou pružiny je kombinace malých rozměrů s dostatečnou tlačnou silou, která ani při zmíněném potřebném zdvihu 20mm neklesne pod 100N.

Závity nastavovací matice a spojovacích tyčí:

Od velikosti tlačné pružiny (14) zakomponované do vnitřního prostoru nastavovací matice (11) se odvíjí i rozměry levého závitu (12.1) a pravého závitu (13.1) spojovacích tyčí (12), (13). Pro pohyb zajišťující změnu délky hřebenové části řízení byly zvoleny lichoběžníkové závity Tr 20x4 a Tr 20x4 LH (ČSN 01 4050). Při použití oceli 12 050.1 (Re=305 MPa) pro nastavovací matici (11) a spojovací tyče (12)(13) jsou pro přenos maximální síly 600N závity pevnostně dimenzovány s dostatečnou rezervou.

Drážkování nastavovací matice:

Drážkování (11.1) nastavovací matice (11) bylo opět voleno s ohledem na celkové minimální rozměry mechanismu pro nezávislé směrové natáčení předních kol (1). Vnější strana nastavovací matice (11) je opatřena normalizovaným rovnobokým drážkováním 6x28f7x32a11x7d10 (ČSN 01 4942) zapadající do odpovídajícího drážkování 6x28H7x32H10x7H11 náboje šnekového kola (8). Jedná se o rovnoboké drážkování střední řady se středěním na vnitřní průměr s vůlí umožňující malé dilatace.

Šnek a šnekové kolo:

Šnekové soukolí se skládá v tomto případě ze šnekového kola (8), na kterém je vytvořeno šnekové obecné nekorigované ozubení (8.1) poháněné válcovým šnekem (7.1).

Pro šnekový převod jsou zvoleny tyto parametry:

$m=2$	[mm]	- modul ozubení
$q=10$	[-]	- součinitel průměru šneku
$i=10$	[-]	- převodový poměr
$z_1=2$	[-]	- počet chodů válcového šneku
$\alpha=20$	[°]	- úhel profilu
$h_a^*=1$	[-]	- jednotková výška hlavy zubu nad tětivou
$c^*=0,25$	[-]	- jednotková radiální vůle
$r_f^*=0,38$	[-]	- jednotkový poloměr přechodové křivky

Ze zvolených parametrů lze např. určit:

Průměr roztečného válce šneku:

$$d_1 = m \cdot q = 2 \cdot 10 = \underline{20mm} \quad (10.8)$$

Počet zubů šnekového kola:

$$z_2 = i \cdot z_1 = 10 \cdot 2 = \underline{20} \quad (10.9)$$

Průměr roztečné kružnice šnekového kola:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2 \cdot 20 = \underline{40mm} \quad (10.10)$$

Průměr hlavové kružnice šnekového kola:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a^* \cdot m = 40 + 2 \cdot 1 \cdot 2 = \underline{44mm} \quad (10.11)$$

Průměr patní kružnice šnekového kola:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m = 40 - 2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 2 = \underline{35mm} \quad (10.12)$$

Šířka ozubení šnekového kola:

$$b_2 = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right) \cdot d_1 = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{10}\right) \cdot 20 = \underline{18mm} \quad (10.13)$$

Průměr hlavového válce šneku:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m = 20 + 2 \cdot 1 \cdot 2 = \underline{24mm} \quad (10.14)$$

Průměr patního válce šneku:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m = 20 - 2 \cdot (1 + 0,25) \cdot 2 = \underline{15mm} \quad (10.15)$$

Minimální délka šneku:

$$l_1 = (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 20) \cdot 2 = \underline{24,4mm} \quad (10.16)$$

Vzhledem k velikosti přenášených momentů (viz. níže), můžeme označit toto ozubení i při použití oceli s nižší pevností za dostatečně předimenzované.

Kluzná pouzdra:

Kluzná pouzdra (9) slouží k rotačnímu uložení šnekového kola (8) se skříní převodky řízení. Pro danou aplikaci byla vybrána v katalogu firmy SKF [31] samomazná kluzná ložiska s přírubou ze slinutého bronzu s nízkým součinitelem tření umožňující vysoké rychlosti rotace. Konkrétně se jedná o typ PSMF 354525 A51.

Pohon mechanismu:

Výběr vhodného pohonu (7) mechanismu pro nezávislé směrové natáčení předních kol vychází z velikosti maximálního přenášeného točivého momentu a potřebné rychlosti natáčení kol. Z důvodu nutnosti nastavování polohy natočení kol je zvolen jako pohon mechanismu krokový motor, který je blíže specifikován pomocí následujícího zjednodušeného výpočtu (pozn.: výpočet je zjednodušen zanedbáním vlivu tření a vlivu setrvačnosti některých částí mechanismu).

Ze simulací provedených v programu MD Adams Car 2011 (kapitola 10.1) bylo zjištěno, že rychlost natáčení předních kol aktuátory je maximálně 30°/s při zrychlení až 230°/s². Z geometrie mechanismu řízení můžeme zjistit, že tato rychlost (zrychlení) odpovídá rychlosti posuvu **hřebene řízení** cca. 77,1 mm/s (zrychlení až 591,1mm/s²). Tohoto posuvu docílíme rotací **nastavovací matice** (11) s levým a pravým závitem rychlostí 9,6 ot./s (zrychlení 73,9 ot./s² = 4234,2 rad/s²). Převod mezi nastavovací maticí (11), respektive

šnekovým kolem (8) a šnekem (7.1) určuje rychlost **pohonu** (7), jež odpovídá hodnotě 96,4 ot./s = 5782,6 ot./min. (zrychlení $738,9 \text{ ot./s}^2 = 42\,330 \text{ rad/s}^2$).

Potřebný moment pohonu (7) vychází ze síly působící na hřeben řízení při maximálním brzdění. Tato síla, jak bylo uvedeno výše, nabývá velikosti až 600N. Navrhovaný pohon (7) navíc musí v některých případech překonávat sílu tlačné pružiny (14) o velikosti až 213,2N. Maximální síla, která může působit proti vzájemnému posuvnému pohybu spojovacích tyčí (12) a (13) má tedy velikost **813,2N**.

Potřebný točivý (utahovací) moment nastavovací matice (11) pro překonání této síly je dán vztahem:

$$M_m = 2 \cdot F_{\max} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{p}{\pi \cdot d_2} + \frac{f_z}{\cos(\beta/2)} \right) = 2 \cdot 813,2 \cdot \frac{0,018}{2} \cdot \left(\frac{0,004}{\pi \cdot 0,018} + \frac{0,1}{\cos(30^\circ/2)} \right) = \underline{2,55Nm} \quad (10.17)$$

Kde:

$F_{\max}=813,2$	[N]	- maximální osová síla
$d_2=0,018$	[m]	- střední průměr lichoběžníkových závitů nastavovací matice (11)
$p=0,004$	[m]	- rozteč lichoběžníkových závitů nastavovací matice (11)
$f_z=0,1$	[-]	- součinitel tření v závitech
$\beta=30$	[°]	- vrcholový úhel lichoběžníkových závitů nastavovací matice (11)

Dalšími momenty, které je třeba překonat, jsou momenty způsobené setrvačnými účinky nastavovací matice (11) a šnekového kola (8), vznikající vlivem velikých zrychlení. Nastavovací matice (11) i šnekové kolo (8) mají hustotu 7850 kg/m^3 a z vytvořených modelů v programu ProEngineer byly získány hodnoty jejich momentů setrvačnosti kolem osy rotace.

Moment vznikající odporem proti zrychlení nastavovací matice (11):

$$M_{nm} = J \cdot \varphi = 27,85 \cdot 10^{-6} \cdot 4234,2 = \underline{0,1179Nm} \quad (10.18)$$

Moment vznikající odporem proti zrychlení šnekového kola (8):

$$M_{šk} = J \cdot \varphi = 175,76 \cdot 10^{-6} \cdot 4234,2 = \underline{0,7442Nm} \quad (10.19)$$

Kde:

J	[kg.m ²]	- moment setrvačnosti kolem osy rotace
φ	[rad/s ²]	- úhlové zrychlení

Celkový moment na šnekovém kole (8) je dán vztahem:

$$M_{Cšk} = M_m + M_{nm} + M_{šk} = 2,55 + 0,12 + 0,74 = \underline{3,41Nm} \quad (10.20)$$

Moment na šneku (7.1) lze pak určit za pomoci účinnosti šnekového převodu pomocí vztahu:

$$\eta_z = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_{Cšk} \cdot \omega_{šk}}{M_{š} \cdot \omega_{š}} = \frac{M_{Cšk}}{M_{š} \cdot i_{š}} = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg } (\gamma + \varphi')} \quad (10.21)$$

Kde:

P_2	[W]	- výkon na šnekovém kole
P_1	[W]	- výkon na šneku
$M_{Cšk}$	[Nm]	- celkový moment na šnekovém kole
$M_{š}$	[Nm]	- moment na šneku

$\omega_{šk}$	[rad/s]	- úhlová rychlost šnekového kola
$\omega_{š}$	[rad/s]	- úhlová rychlost šneku
$i_{š}$	[-]	- převodový poměr šnekového převodu
γ	[°]	- úhel stoupání šneku
φ'	[°]	- třecí úhel

Třecí úhel určující vliv tření lze určit dle:

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha_n} = \frac{f}{\operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \gamma)} = \frac{0,1}{\operatorname{arctg}(\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 11,54^\circ)} \Rightarrow \underline{\varphi' = 6,06^\circ} \quad (10.22)$$

Kde:

f	[-]	- součinitel tření v závitech šnekového převodu
α_n	[°]	- úhel záběru v normálové rovině
α	[°]	- úhel záběru (čelní)
γ	[°]	- úhel stoupání šneku

Dosazením získaných hodnot a úpravou vztahu (10.21) získáváme výsledný moment potřebný pro pohon šneku:

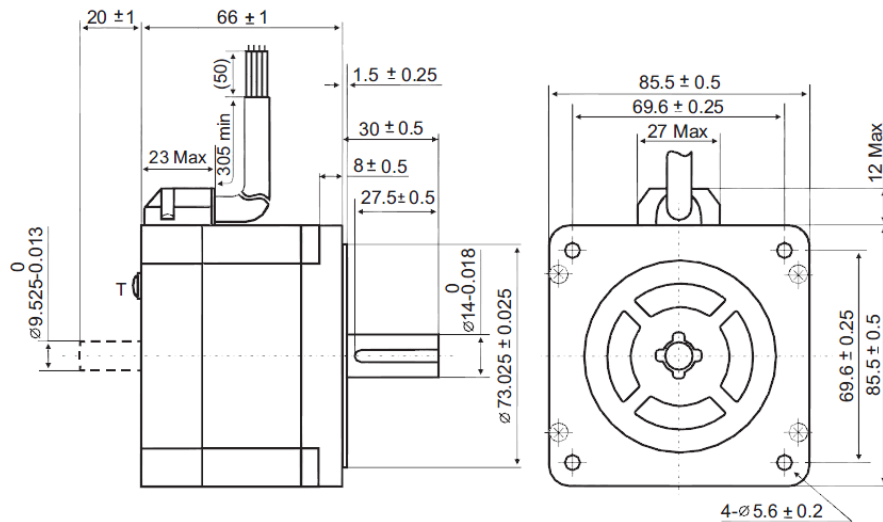
$$M_{š} = \frac{M_{Cšk}}{\eta_z \cdot i_{š}} = \frac{M_{Cšk}}{\left(\frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}\right) \cdot i_{š}} = \frac{3,41}{\left(\frac{\operatorname{tg} 11,54^\circ}{\operatorname{tg} 17,6^\circ}\right) \cdot 10} = \underline{\underline{0,53 Nm}} \quad (10.23)$$

Vypočtené hodnoty a především zjištěné rychlosti a zrychlení pohonu, vycházející ze simulací programu MD Adams Car 2011, jsou u současných krokových motorů kompaktních rozměrů těžko dosažitelné. Proto by bylo vhodné při řízení daného pohonu vhodné využít predikce jízdního chování vozidla.

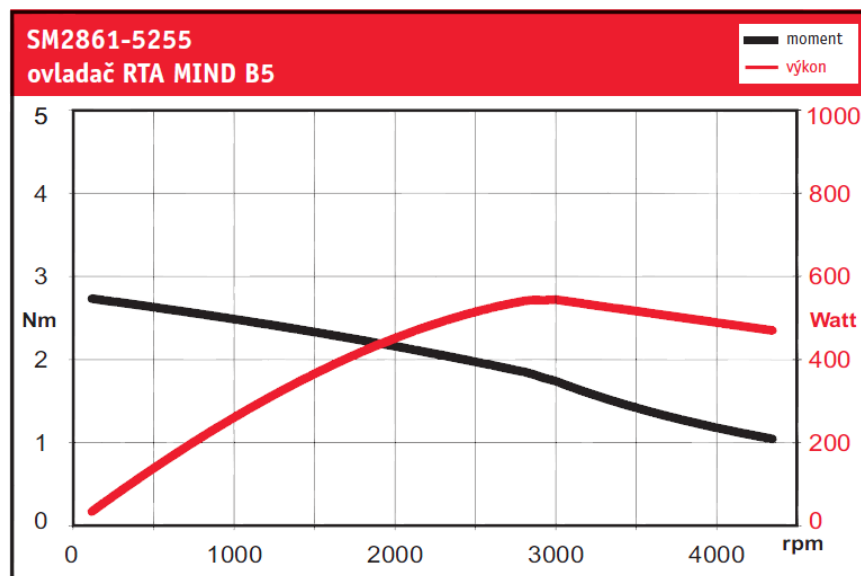
S využitím řídicí a výkonové elektroniky by pro tuto aplikaci mohl být použit např. vysokorychlostní krokový motor SM 286-5255 firmy Sanyo Denki [32] v kombinaci s ovladačem RTA MIND B5 [33] s těmito základními parametry:

- základní úhel kroku $1,8^\circ \pm 0,09^\circ$
- bipolární paralelní proud 6 A
- odpor $0,29 \Omega$
- bipolární statický vazební moment 3,6 Nm
- teoretické zrychlení $24\,300 \operatorname{rad/s}^2$
- indukované napětí 63V při 1000 ot./min.
- hmotnost 1,7 kg

Základní rozměry tohoto motoru jsou zobrazeny na Obr. 116. Výrobce též udává momentovou a výkonovou výstupní rychlostní charakteristiku motoru se zmíněným ovladačem RTA MIND B5 (viz. Obr. 117).



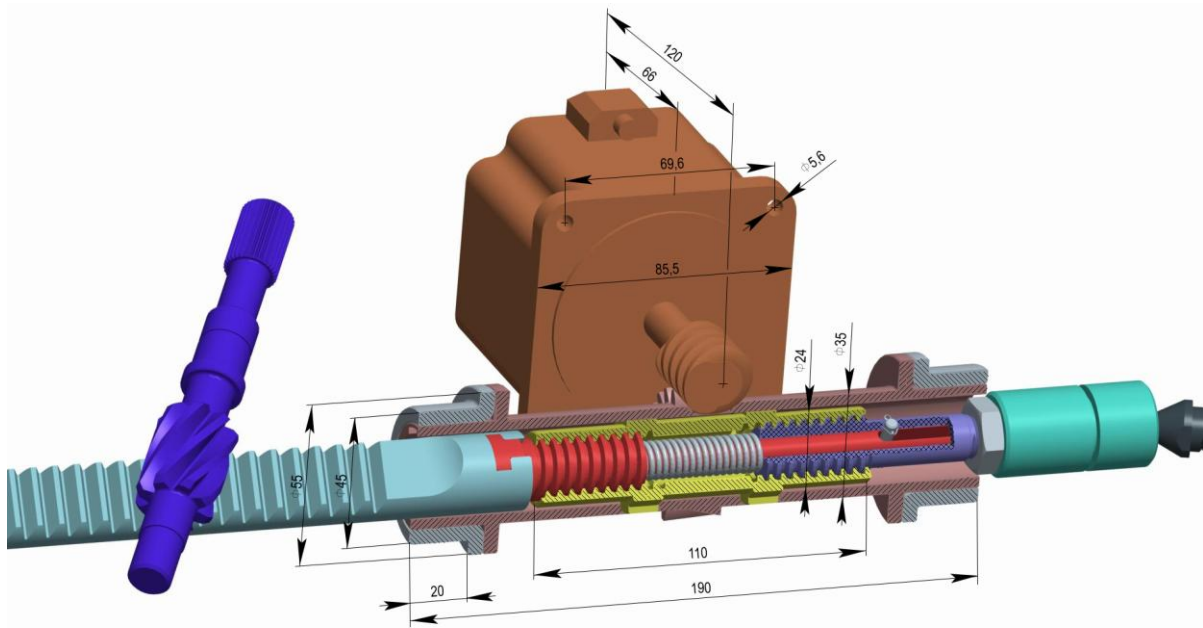
Obr. 116: Základní rozměry krokového motoru SM 286-5255 [33]



Obr. 117: Momentová charakteristika krokového motoru SM 286-52551 s ovladačem RTA MIND B5 [33]

Z uvedených hodnot vyplývá, že tento druh pohonu by byl s využitím predikce chování vozidla pro danou aplikaci vyhovující. Nevýhodou tohoto řešení je potřeba výkonové a řídicí elektroniky zvyšující hmotnost a prostorové nároky celého mechanismu pro nezávislé směrové natáčení předních kol.

Na následujícím obrázku je uveden navržený mechanismus pro nezávislé směrové natáčení předních kol s uvedením základních rozměrů.



Obr. 118: Mechanismus umožňující nezávislé směrové natáčení kol s uvedením základních rozměrů

11. Míra naplnění stanovených cílů disertační práce

V úvodu této práce bylo stanoveno pět klíčových bodů, které sloužily jako vodítko k dosažení hlavního cíle, tedy vyvinutí vlastního efektivního řešení snižujícího přetáčivost a nedotáčivost.

Prvním bodem bylo zhodnocení poznatků o možnostech zlepšení směrové stability. Tento bod byl splněn vysvětlením základních pojmů v oblasti přetáčivosti a nedotáčivosti vozidel úvodní částí této disertační práce a vytvořením přehledu o možnostech zlepšení přenosu sil mezi kolem a vozovkou uvedeném v PŘÍLOZE č.2.

Druhý bod měl za cíl vytvoření přehledu současných technických řešení omezujících vliv přetáčivosti a nedotáčivosti automobilu. Tato řešení, rozdělená na pasivní a aktivní prvky, jsou detailně shrnuta v 5. kapitole. Podrobný popis vybraných řešení a hodnocení míry vlivu na jízdní chování automobilu je provedeno s pomocí poznatků a metod Engineering Design Science (lze nalézt v PŘÍLOZE č.3 až č.6).

Dalším bodem je vyvinutí softwarového modelu referenčního automobilu za účelem simulací jízdního chování a matematické ověření jeho správnosti. Tento bod je zcela naplněn v kapitolách 8 a 9. Simulační model vozidla nižší třídy s předním pohonem byl vytvořen a testován v programu MD Adams Car 2011. K ověření jeho správnosti pak s dostatečnou přesností posloužil matematický model statické říditelnosti.

Čtvrtý bod spočívá ve vyvinutí vlastních návrhů technických řešení omezujících vliv přetáčivosti a nedotáčivosti. První nástin možných koncepčních principů je uveden v kapitole č.6. Z těchto koncepčních principů je pro další zpracování vybráno řešení umožňující nezávislé směrové natáčení kol přední nápravy. Toto řešení je detailně popsáno a zpracováno v 10. kapitole.

Posledním bodem k dosažení požadovaného cíle je verifikace vyvinutého technického řešení. Tento bod je splněn jen částečně. K ověření pozitivního vlivu navrženého technického

řešení bylo využito porovnání výsledků jízdních simulací s modelem s klasickým systémem řízení s pevnou vazbou řízení mezi levým a pravým kolem. Srovnání bylo provedeno pomocí virtuálních modelů vytvořených v programu MD Adams Car 2011. Pro úplnou verifikaci bylo vhodné otestovat vliv vyvinutého technického řešení i na experimentálním vozidle.

12. Závěr

Obsahem disertační práce bylo shrnutí poznatků o přetáčivém a nedotáčivém chování automobilů a možnosti snížení jejich vlivu.

Pro vysvětlení této problematiky jsou v úvodu práce uvedeny základní pojmy a definice chování automobilu. Za pomoci těchto poznatků a metod Engineering Design Science jsou ukázány a vybrány nejúčinnější současná technická řešení, která zabraňují nežádoucímu stáčivému chování (tj. umožňují zachovat nebo obnovit požadovaný směr pohybu i v případě kritické jízdní situace). K nalezení vhodných řešení a jejich popisu bylo potřeba zmapovat širokou oblast technických řešení zvyšujících aktivní bezpečnost automobilů. Klíčovým parametrem při jejich hledání bylo zejména zlepšení přenosu sil mezi kolem a vozovkou.

V práci je také matematicky řešen jednodušší případ statické říditelnosti pro zvolený referenční model automobilu nižší třídy. Tento model vystihuje chování automobilu při průjezdu zatáčkou o konstantním poloměru a s konstantní rychlostí. Jedná se o model automobilu s předním zavěšením typu McPherson, zadní vlečenou klikovou nápravou, předním pohonem a vrozeným sklonem k neotáčivému chování.

Matematický model statické říditelnosti nemá dostatečnou vypovídací schopnost o stáčivém chování automobilu, ale má za cíl vytvořit podklady k porovnání se softwarovým modelem. Ten je v tomto případě vytvořen v programu MD Adams Car 2011, tedy specializovaném virtuálním prostředí pro tvorbu modelů vozidel a jejich analýzu. Výsledky získané porovnáním matematického modelu a softwarového modelu pro případ jízdy po kruhové dráze o poloměru 50 m naznačují, že jsou oba modely pravděpodobně správné.

Za pomoci jízdních simulací v programu MD Adams Car 2011 je také ověřen pozitivní vliv vlastního navrženého řešení na snižování přetáčivosti a nedotáčivosti. Tímto novým řešením je nezávislé směrové natáčení kol na přední nápravě, které bylo vyvinuto na základě Ackermannovy teorie. Navržené řešení má za úkol dosažení správného postavení kol do rejdu zejména při průjezdu zatáčkou a může být ovládáno v závislosti na v osobních automobilech běžně sledovaných parametrech, jakými mohou být rychlost automobilu, boční zrychlení, natočení volantů, poloha plynového a brzdového pedálu, otáčky motoru atd. V případě vytvořeného simulačního modelu je nezávislé natáčení předních kol řízeno na základě rychlosti automobilu, bočního zrychlení a aktuálního natočení předních kol. Pro tento model automobilu nižší třídy byla navržena a jízdními simulacemi optimalizována řídicí funkce. Ta pro možnost natáčení předních kol využívá funkce arkustangens a umožňuje měnit sbíhavost předních kol v rozsahu až 13°. Nezávislé natáčení předních kol je prováděno za pomoci vyvinuté řídicí funkce v reálném čase, v praxi by však aktuátory natáčejejí kola potřebovaly z důvodu nutnosti rychlých reakcí predikci jízdního chování automobilu.

Z výsledků simulací provedených v programu MD Adams Car 2011 je patrné, že vozidlo měnící nezávisle směrové natočení předních kol vykazuje lepší jízdní chování, než

stejně vozidlo s konvenčním systémem s pevnou vazbou řízení mezi levým a pravým kolem. Zmíněný model vozidla nižší třídy měnící na základě vytvořené řídicí funkce směrové postavení (sbíhavost) kol, měl ve všech případech rychlejší a přesnější reakce řízení a nedotáčivé chování se začalo projevovat vždy ve vyšších rychlostech. Navíc automobil měnící směrové postavení předních kol, který se dostal do smyku, byl stabilizován do požadovaného směru dříve, než automobil bez tohoto systému.

Nezávislé směrové natáčení předních kol může být realizováno různými konstrukčními způsoby od přímého natáčení oddělených těhlic po změnu délky, či úhlu vhodných částí mechanismu řízení. V této disertační práci je uvedeno devět odlišných konstrukčních řešení, přičemž všechna řešení byla vyvinuta s ohledem na jejich funkčnost a dodržení mechanické vazby mezi koly a volantem i při výpadku zdroje energie pro jejich ovládání.

Zhodnocení a výběr nejvhodnějšího konstrukčního řešení je proveden za pomoci subjektivní metody multikriteriálního hodnocení. Z výsledků tohoto hodnocení plyne, že nejvhodnějším řešením je návrh využívající ke změně vzájemného směrového natočení předních kol cíleně natáčené matice s levým a pravým závitem vložené mezi hřeben řízení a spojovací tyče řízení s ovládáním pomocí krokového motoru. Tento návrh je výhodný především z hlediska jednoduché aplikace na standardní systémy řízení s hřebenovou převodkou. Navržený systém zvyšuje ovládací síly řízení pouze minimálně, zajišťuje dostatečnou bezpečnost při výpadku zdroje energie, nezvyšuje neodpružené hmoty a akční člen (krokový elektromotor) není zatěžován rázy od kol a od řízení. Nevýhodou tohoto návrhu je pomalejší reakční rychlost vzájemného směrového natočení předních kol daná zpřevodováním, což by v praxi vyžadovalo predikci jízdního chování automobilu.

Vyvinutím zařízení měnícího vzájemné směrové natočení předních kol tak byl splněn hlavní cíl této disertační práce. Bylo navrženo inovativní řešení snižující vliv přetáčivosti a nedotáčivosti přispívající ke zlepšení aktivní bezpečnosti vozidel.

13. Použitá literatura

- [1] Vlk, F. *Dynamika motorových vozidel*, Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. ISBN 80-239-0024-2
- [2] Jan, Z., Ždánský, B. *Výkladový automobilový slovník*, Brno: Computer Press, a.s., 2007. ISBN 978-80-251-1842-9
- [3] Tönük, E., Ünlüsoy, Y. S. *Prediction of automobile tire cornering force characteristics by finite element modelling and analysis*, Ankara, 2001.
- [4] Sadeghi, S., Ahmadian, M. T. *Tire Modeling with Nonlinear Behavior for Vehicle Dynamic Studies*, Sharif University of Technology, 2001.
- [5] Nguyen, V. *Vehicle Handling, Stability, and Bifurcation Analysis for Nonlinear Vehicle Models*, University of Maryland, 2005
- [6] Reimpell, J., Helmut, S., Betzler, J. W.. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*, Reed Elsevier and Professional Publishing Ltd, 2001. ISBN 0 7506 5054 0
- [7] Hubka, V., Eder, W.E. *Design Science*. London, Springer, 1996, ISBN 3-540-19997-7
- [8] Eder, W. E., Hosnedl, S. *Design Engineering: A Manual for Enhanced Creativity*. 1. issue. Boca Raton, Florida USA: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2008. 588 pp. ISBN 978-1-4222-476
- [9] Pirjola, H. *Dynamic tyre force measuring device*, Helsinki University of Technology, Laboratory of Automotive Engineering
- [10] Matějka, R. *Vozidla silniční dopravy I*, Bratislava: Alfa - vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatury, 1990. ISBN 80-05-00392-7
- [11] Grau, C. A. *A Parametric Study of the Lateral Dynamics of a Nonlinear Four-Wheel Road-Vehicle Model*, University of Cincinnati, 2002
- [12] Lowndes, E. M. *Development of an Intermediate DOF Vehicle Dynamics Model for Optimal Design Studies*, North Carolina State University, 1998
- [13] VLK, F. *Elektronické systémy motorových vozidel 2.*, Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2002. ISBN 80-238-7282-6.
- [14] Socha, J. *Metodika pro hodnocení vozidel v jízdních manévrech na základě počítačových simulací a jízdních zkoušek. Simulační model osobního vozu nižší střední třídy.*, Technická zpráva, Praha: Výzkumné Centrum Spalovacích Motorů a Automobilů Josefa Božka, 2002

- [15] Andreasson, J. *On Generic Road Vehicle Motion Modelling and Control*, Stockholm: Royal Institute of Technology Vehicle Dynamics, 2007. ISBN 978-91-7178-527-5
- [16] Moravec, V., Folta, Z. *Obecný rozbor sil působících na kola osobního automobilu*, Technická zpráva, Technická univerzita Ostrava, 2008.
- [17] Brabec, P., Ho, H. H., Voženílek, R. *Simulace průjezdu vozidla zatáčkou*, Technická zpráva, Liberec, 2003
- [18] Dvořák, M. *Měření torzní tuhosti zadní nápravy*, Technická zpráva, Praha: Výzkumné Centrum Spalovacích Motorů a Automobilů Josefa Božka, 2002
- [19] Vaculín, O., Steinbauer, P., Svoboda, J. *Influence of Suspension Component Deterioration on Vehicle Handling*, Sborník příspěvků Computational Mechatronics 2006, Nečtiny, 2006.
- [20] Garrett, T.K., Newton, K., Steeds, W. *The Motor Vehicle*, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001. ISBN 0-7506-4449-4
- [21] Heisler, H. *Advanced Vehicle Technology*, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002. ISBN 0-7506-5131-8
- [22] Pacejka, H. B. *Tyre and Vehicle Dynamics*, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2006. ISBN 0-7506-6918-7

ELEKTRONICKÉ ZDROJE:

- [23] Dostupný z: <http://cs.autolexicon.net>, 2012-05-02
- [24] Dostupný z: <http://www.auto.cz>, 2012-03-10
- [25] Dostupný z: <http://www.bosch.com>, 2012-07-25
- [26] Dostupný z: <http://www.automobilesreview.com>, 2011-11-05
- [27] Dostupný z: <http://www.drivingfast.net/track-cars/engine-driveline.htm>, 2012-10-10
- [28] Dostupný z: <http://www.dtic.mil/cgi-bin/GetTRDoc?AD=ADA408828>, 2012-02-24, Research and Technology Organization, Collaboration for Land, Air, Sea, and Space Vehicles: Developing the Common Ground in Vehicle Dynamics, System Identification, Control, and Handling Qualities
- [29] Dostupný z: <http://www.rqriley.com/suspensn.htm>, 2013-05-10, Automobile Ride, Handling, and Suspension Design - With Implications for Low-Mass Vehicles
- [30] Dostupný z: <http://www.hennlich.cz/pruziny>, 2013-03-10

[31] Dostupný z: <http://www.skf.com/files/262138.pdf>, 2013-05-12

[32] Dostupný z: <http://www.automotsys.com.au>, 2013-05-12

[33] Dostupný z: <http://www.enika.cz>, 2013-05-12

14. Použitý software

[1] Microsoft Office

[2] Matlab R2009b

[3] AutoCAD 2009

[4] Pro Engineer WF4

[5] MD Adams Car 2011

15. Seznam publikovaných prací disertanta

PŘÍSPĚVKY VE SBORNÍKU:

[I] Vlček, M., Němec, L. *Příklad sdělovače palubní desky na bázi lingvistických proměnných*. Sborník semináře kateder DMT. Zvolen: TU vo Zvolene, 2010, s. 178-182. ISBN 978-80-228-2139-1.

[II] Vlček, M. *Optimization of Car Yaw Behaviour Using Active Suspension Elements*. Sborník příspěvků SVOČ 2011. Plzeň: ZČU-FST, 2011, s. 211-221. ISBN 978-80-7043-995-1.

[III] Vlček, J., Vlček, M., Němec, L. *Vývoj vysokotlakých čerpadel typu Common Rail*. Sborník přednášek XXXVII. Mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů. Brno: VUT v Brně, 2011, s 37-40. ISBN 978-80-214-4323-5

[IV] Vlček, J., Vlček, M., Němec, L. *Common Rail Diesel Injection Parts*. Proceedings of 9th International Scientific Conference on Advanced Engineering, Computer Aided Design and Manufacturing. Vela Luka, Korčula, Croatia, 2011, s 77-78. ISBN 978-953-7142-58-2

[V] Vlček, M., Vlček, J., Němec, L. *Possibilities to Reduce Car Oversteer or Understeer and Solution of Steady State Handling*. Proceedings of 9th International Scientific Conference on Advanced Engineering, Computer Aided Design and Manufacturing. Vela Luka, Korčula, Croatia, 2011, s 79-80. ISBN 978-953-7142-58-2

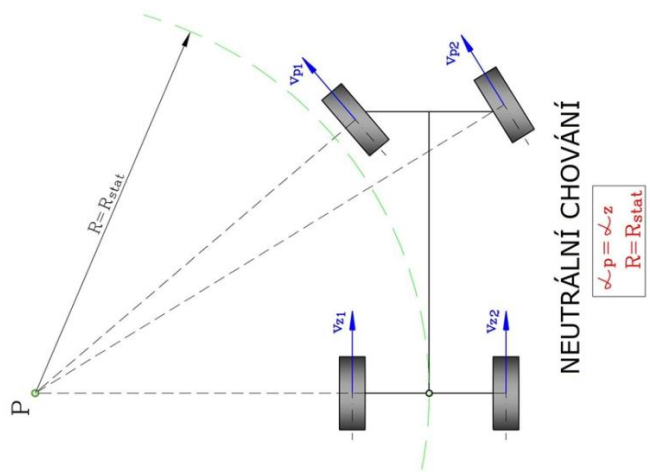
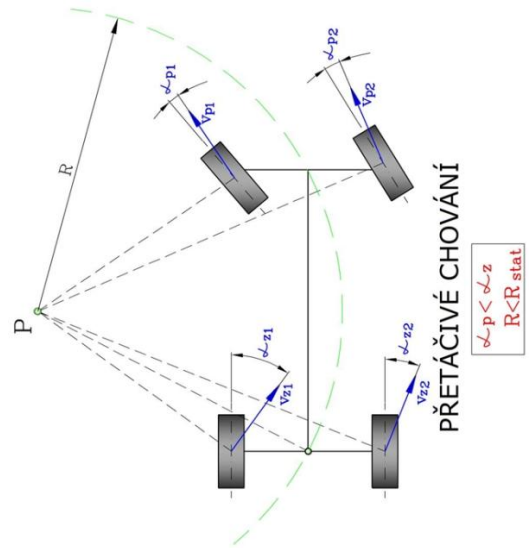
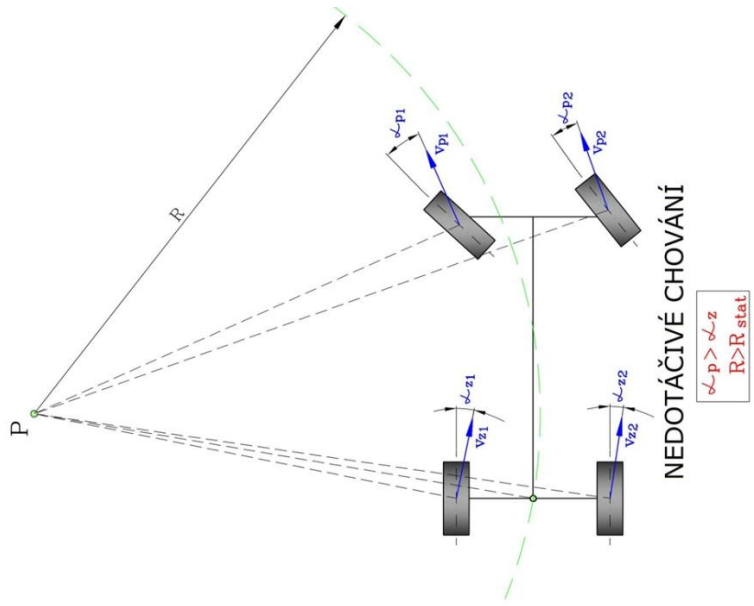
- [VI] Vlček, M. *Chassis Damping Control for Passenger Cars*. Sborník příspěvků SVOČ 2012. Plzeň: ZČU-FST, 2012, s. 169-175. ISBN 978-80-261-0112-3.
- [VII] Vlček, M. *Regulovatelné automobilové tlumiče a jejich testování*. Sborník příspěvků XXXVIII. mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů. Plzeň: ZČU v Plzni, 2012, s. 159-162. ISBN 978-80-261-0141-3
- [VIII] Vlček, M. *Active Reduction of Oversteer and Understeer Using Suspension Elements*. Sborník příspěvků SVOČ 2013. Plzeň: ZČU-FST, 2013, s. 204-211. ISBN 978-80-261-0231-1.
- [IX] Vlček, M. *Improving Car Yaw Control Using Active Steering Elements*. International Congress on Engineering and Technology 2013. Dubrovnik, Chorvatsko, 2013, s. 186-194. ISBN 978-80-87670-08-8

UŽITNÉ A PRŮMYSLOVÉ VZORY:

- [X] ZČU v Plzni, Plzeň, *Výškově stavitelný podstavec pod osobní automobil* Vynálezce: L. Němec, M. Vlček, J. Vlček B 60 S 9/04, B 66 D 3/02, E 04 G 25/08. Česká republika. Patentový spis, 21526. 6.12.2010
- [XI] ZČU v Plzni, Plzeň, *Klasický dveřní pant s víčkem pro domazávání a se zajištěním proti násilnému vysazení*. Vynálezce: L. Němec, M. Vlček E05 D 3/00, E 05 D 3/02, E 05 D 3/06. Česká republika. Patentový spis, 21677. 3.1.2011
- [XII] ZČU v Plzni, Plzeň, *Odnímatelná stupačka na francouzskou hůl*. Vynálezce: L. Němec, M. Vlček, J. Vlček A61 H 3/00, A 61 H 3/02. Česká republika. Patentový spis, 21677. 31.1.2011
- [XIII] ZČU v Plzni, Plzeň, *Pant*. Původce: L. Němec, M. Vlček. Česká republika. Průmyslový vzor, Patentový spis, 35279. 15.3.2011
- [XIV] ZČU v Plzni, Plzeň, *Mechanismus pro aretaci výklopných dvířek automobilové příhrádky*. Vynálezce: L. Němec, M. Vlček, J. Vlček E 05 F 3/22, E 05 F 5/08, B 60 J 5/00. Česká republika. Patentový spis, 22322. 6.6.2011
- [XV] ZČU v Plzni, Plzeň, *Podstavec pod automobil*. Původce: L. Němec, M. Vlček, J. Vlček. Česká republika. Průmyslový vzor, Patentový spis, 35224. 14.12.2011
- [XVI] ZČU v Plzni, Plzeň, *Výklopná stupačka*. Původce: L. Němec, M. Vlček. Česká republika. Průmyslový vzor, Patentový spis, 35299. 23.4.2012
- [XVII] ZČU v Plzni, Plzeň, *Výklopná stupačka pro uchycení na trubku*. Původce: L. Němec, M. Vlček. Česká republika. Průmyslový vzor, Patentový spis, 35299. 23.4.2012

- [XVIII] ZČU v Plzni, Plzeň, *Konzolové ruční pákové zvedací zařízení s lanovým navijákem*.
Původce: L. Němec, M. Vlček, J. Vlček. Česká republika. Užitený vzor, Patentový spis,
23765. 10.5.2012
- [XIX] ZČU v Plzni, Plzeň, *Mechanismus pro vertikální posuvné otevírání dveří osobního
automobilu*. Původce: L. Němec, M. Vlček, M. Vejvoda. Česká republika. Užitený vzor,
Patentový spis, 24943. 18.02.2013

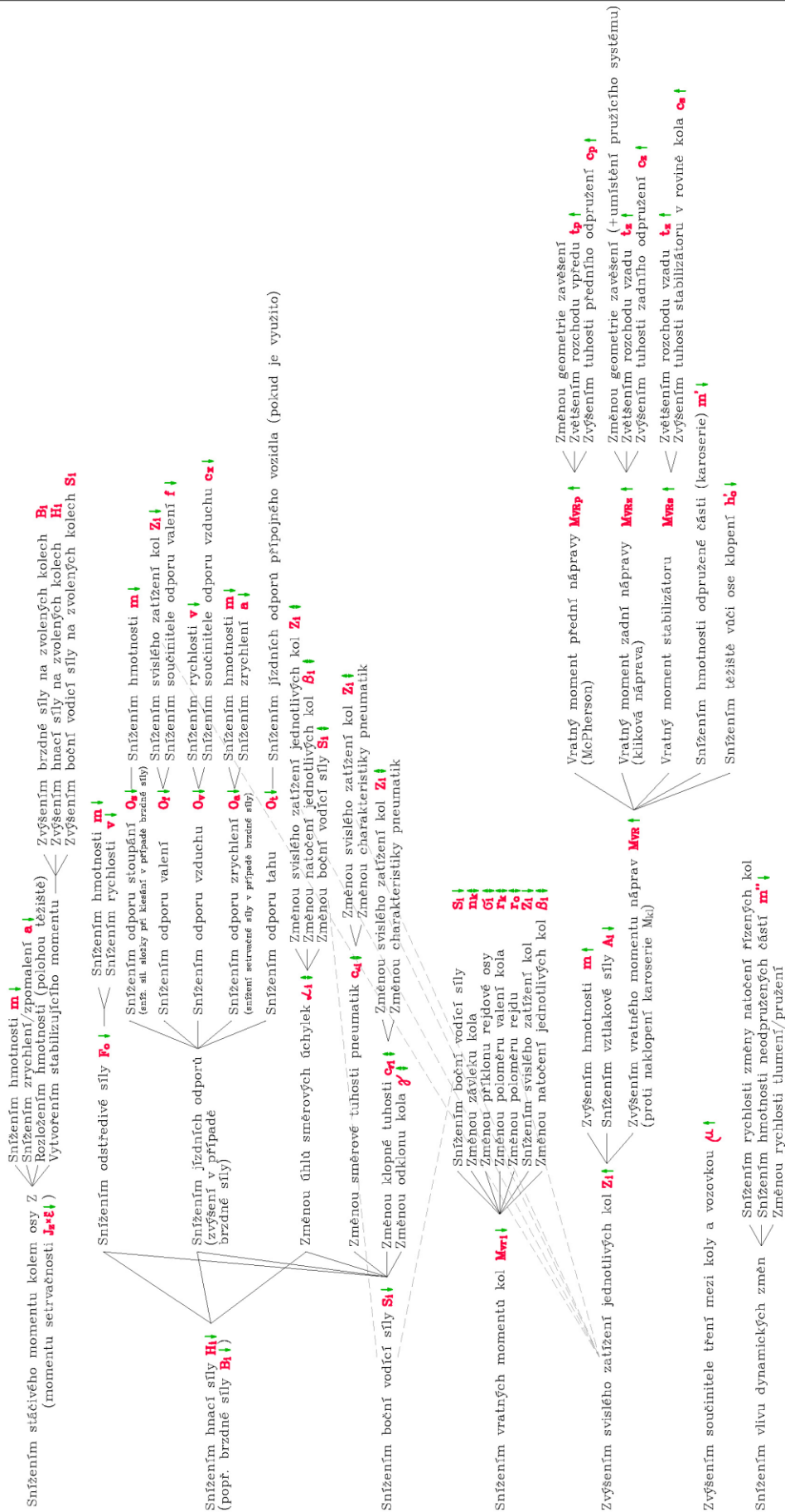
PŘÍLOHA č. 1 - Porovnání směrového chování automobilu při průjezdu zatáčkou



PŘÍLOHA č. 2 - Možnosti zlepšení přenosu sil mezi kolem a vozovkou

MOŽNOSTI OVLIVNĚNÍ HLAVNÍ FUNKCE

Zlepšení přenosu sil mezi kolem a vozovkou



PŘÍLOHA č. 3 - Multikriteriální hodnocení hlavní funkce

Multikriteriální hodnocení hlavní funkce: zlepšení přenosu síl mezi kolem a vozovkou

Zlepšení přenosu síl mezi kolem a vozovkou			Řešení 6.1 Presouvání těžiště (naklápění)		Řešení 6.2 Adaptivní/aktivní pružici a tlumicí systémy		Řešení 6.3 Proměnná geometrie zavěšení (odklon)		Řešení 6.4 Aktivní aerodynamické prvky		
Kritérium	Váha kritéria	Subkritérium	Váha subkritéria	Hodnocení subkritéria	Vážené hodnocení subkritéria	Vážené hodnocení subkritéria	Hodnocení subkritéria	Vážené hodnocení subkritéria	Hodnocení subkritéria	Vážené hodnocení subkritéria	
Snížení sčítacího momentu kolem osy Z	0,2	Zlepšení polohy těžiště vozidla	0,4	2	0	0	0	0	0	0	
		Vyvození stabilizujícího momentu	0	0	1	0,4	0,08	5	2	1	0,4
Snížení podélné inerci síly při ustálené rychlosti nebo akceleraci	0,1	Snížení zrychlení nebo zpomalení	0	0	0	0	0	0	1	0,4	
		Změna síly odpružení	0,1	1	0	0	0	0	0	0	
		Snížení jízdních odporů	0,7	0	0	0	0	0	0	2	1,4
		Změna úhlu směrových uchytávek	0,2	2	0,4	3	0,6	0,06	3	0,6	0,4
Snížení brzdě síly při brzdění	0,1	Změna síly odpružení	0,1	1	0	0	0	0	0	0	
		Změna jízdních odporů a síl	0,7	0	0	0	0	0	0	4	2,8
		Změna úhlu směrových uchytávek	0,2	2	0,4	3	0,6	0,06	3	0,6	0,4
		Změna úhlu odpružení	0,4	2	0,8	3	1,2	0	3	1,2	0,8
Snížení boční vodící síly	0,1	Změna směrové tuhosti prnu	0	0	0	0	0,16	0	0	0	
		Změna klopné tuhosti	0,1	0	0	0	0	0,24	2	0,2	0
		Změna odpružení	0,1	5	0,5	4	0,4	0	10	1	0
		Změna svahového zatížení kol	0,2	5	1	3	0,6	0	0	0	1,6
Snížení vratných momentů kol	0,04	Změna geometrie zavěšení	2,5	5	0	0	0,04	8	4	0	
		Snížení boční tuhosti	0,2	0	0	2	0,4	0	0	0	
		Změna natožení kol	0,1	0	0	0	0	0	0	0	
		Zvýšení hmotnosti	0,3	0	0	0	0	0	0	0	
Zvýšení svislého zatížení jednotlivých kol	0,2	Snížení vztahové síly	0,3	0	0	0	0,64	0	0	3	
		Zvýšení vratného momentu náprav	0,4	8	3,2	8	3,2	0,64	2	0,8	0
		-	1	1	1	1	0,2	1	1	1	0,2
Snížení vlivu dynamických změn	0,06	Snížení rychlosti změny nastavení řízených kol	0,6	0	0	0	0	0	0	0	
		Snížení hmotnosti neodpružených částí	0,2	0	0	0	0	0,12	0	0	0
		Změna rychlosti būžení	0,2	0	0	10	2	0	0	0	0
Celkové hodnocení			1,29	1,36	1,36	1,28	1,404	1,404	1,404	1,404	
Procentuální plnění hlavní funkce [%]			12,9	13,6	13,6	12,8	14,04	14,04	14,04	14,04	
Celkové pořadí dle plnění hlavní funkce			6	4	4	6	3	3	3	3	
Cílové hodnocení			0,52	0,54	0,54	0,51	0,56	0,56	0,56	0,56	

Multikriteriální hodnocení hlavní funkce: zlepšení přenosu sil mezi kolem a vozovkou

Kritérium	Váha kritéria	Řešení 6.5 Prifřizování zadní nápravy		Řešení 6.6 ESP		Nezávislé řízení levého a pravého kola		Vlastní řešení		Ideální řešení	
		Hodnocení subkritéria	Vážené hodnocení subkritéria	Hodnocení subkritéria	Vážené hodnocení subkritéria	Hodnocení subkritéria	Vážené hodnocení subkritéria	Hodnocení subkritéria	Vážené hodnocení subkritéria		
Snížení stabilního momentu kolem osy Z	0,2	Váha subkritéria	0,2								
		Subkritérium: Zvýšení tuhosti těžké a snížení hmotnosti	0,2								
		Subkritérium: Vytvoření stabilizujícího momentu	0,4	0,24							
		Subkritérium: Snižování tuhosti nebo zopakování	0,4								
Snížení potřebné hmotnosti při ustálené rychlosti nebo akceleraci	0,1	Váha subkritéria	0,1								
		Subkritérium: Změna odstředivé síly	0,1								
		Subkritérium: Snížení jízdních odporů	0,7	0,18							
		Subkritérium: Změnu směrových úchytek	0,2								
Snížení hmotnosti při brzdění	0,1	Váha subkritéria	0,1								
		Subkritérium: Změna odstředivé síly	0,1								
		Subkritérium: Změna jízdních odporů	0,7	0,18							
		Subkritérium: Změna úhlu směrových úchytek	0,2								
Snížení boční vodící síly	0,1	Váha subkritéria	0,4								
		Subkritérium: Změna úhlu směrových úchytek	0,4								
		Subkritérium: Změna směrové tuhosti pruž.	0,4								
		Subkritérium: Změna kloubové tuhosti	0,1	0,37							
Snížení vrtných momentů kol	0,04	Váha subkritéria	0,1								
		Subkritérium: Změna světlého zatížení kol	0,2								
		Subkritérium: Změna geometrie zavěšení vodící síly	0,5	0,116							
		Subkritérium: Změna natočení kol	0,1								
Zvýšení světlého momentu jednotlivých kol	0,2	Váha subkritéria	0,3								
		Subkritérium: Zvýšení hmotnosti vozítkové síly	0,3								
		Subkritérium: Zvýšení vratného momentu	0,4								
		Subkritérium: Zvýšení vratného momentu náprav	0,4								
Snížení rychlosti změny natočení řízení kol	0,08	Váha subkritéria	1								
		Subkritérium: Snížení rychlosti změny natočení řízení kol	0,6								
		Subkritérium: Snížení hmotnosti neodpružených částí	0,2	0,18							
		Subkritérium: Změna rychlosti točení	0,2								
Celkové hodnocení			1,466		1,78		0,762		10		10
Procentuální plnění hlavní funkce [%]			14,66		17,8		7,62		100%		100%
Celkové pořadí dle plnění hlavní funkce			2		1		7				
Cílové hodnocení			0,59		0,71		0,30				4,00

PŘÍLOHA č. 4 - Morfologická matice k vybraným funkcím technických systémů

Obecná morfologická matice k vybraným funkcím TS:

Zajištění zachování (obnovení) zvoleného směru jízdy HLAVNÍ FUNKCE	zlepšení rozložení hmotnosti	změnou odklonu kola	zvýšením vratného momentu pro klopění (entreef odklon)	udržetím stálého kontaktu kol s vozovkou (tlumení i pružení)	zvýšením aerodynam. odporu při zatážení kol	zvýšením svazového zatížení kol	zlepšením vedení kol snížením momentů účinků	omezením vratného momentu	zvýšením stabilizujícího momentu	zlepšením vzájemného momentu účinků	zvýšením svazového zatížení kol	zvýšením svazového zatížení automobilu	indikace velikosti dynam. změny polohy karoserie	indikace velikosti stavu brzděného a přilnavosti povrchu
Zajištění pohonu TS	mechanicky	hydraulicky	pneumaticky	elektricky										
Predikce budoucího stavu chování automobilu	ne	pomocí indikovaných signálů a CSU	s využitím GPS											
Indikace aktuálního stavu chování automobilu	indikace polohy těžiště	indikace odklonu kola	indikace náklonu karoserie	indikace velikosti vratného momentu klopění	indikace polohy pedálu plynu	indikace velikosti odskoků při zrychlení	indikace rozložení hmotnosti	indikace zrychlení automobilu	indikace svazového zatížení kol	indikace svazového zatížení automobilu	indikace svazového zatížení kol	indikace svazového zatížení automobilu	indikace dynam. změny polohy karoserie	indikace velikosti stavu brzděného a přilnavosti povrchu
Řízení technického systému (proces)	ne	mechanicky	elektricky	elektricky										
Umožnění zásahu řidiče	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne
Zajištění bezpečnosti při výpadku energie	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne	ne



ESP (Elektronický stabilizační systém)



Přířezání zadní nápravy



Aktivní aerodynamické prvky



Aktivní / adaptivní pružící a tlumící systémy

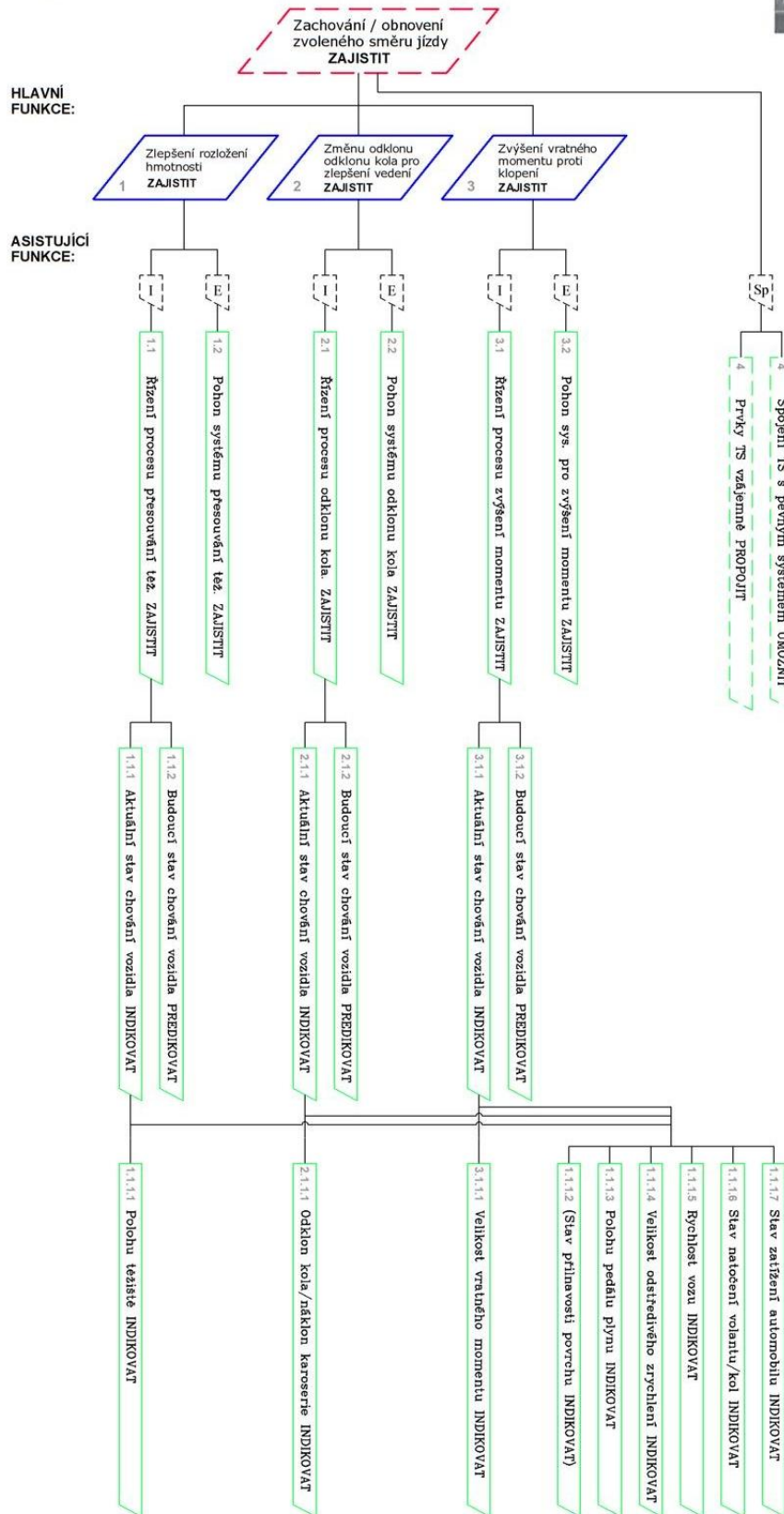


Nezávislé řízení levého a pravého kola

PŘÍLOHA č. 5 - Hierarchické funkční stromy sedmi vybraných technických řešení

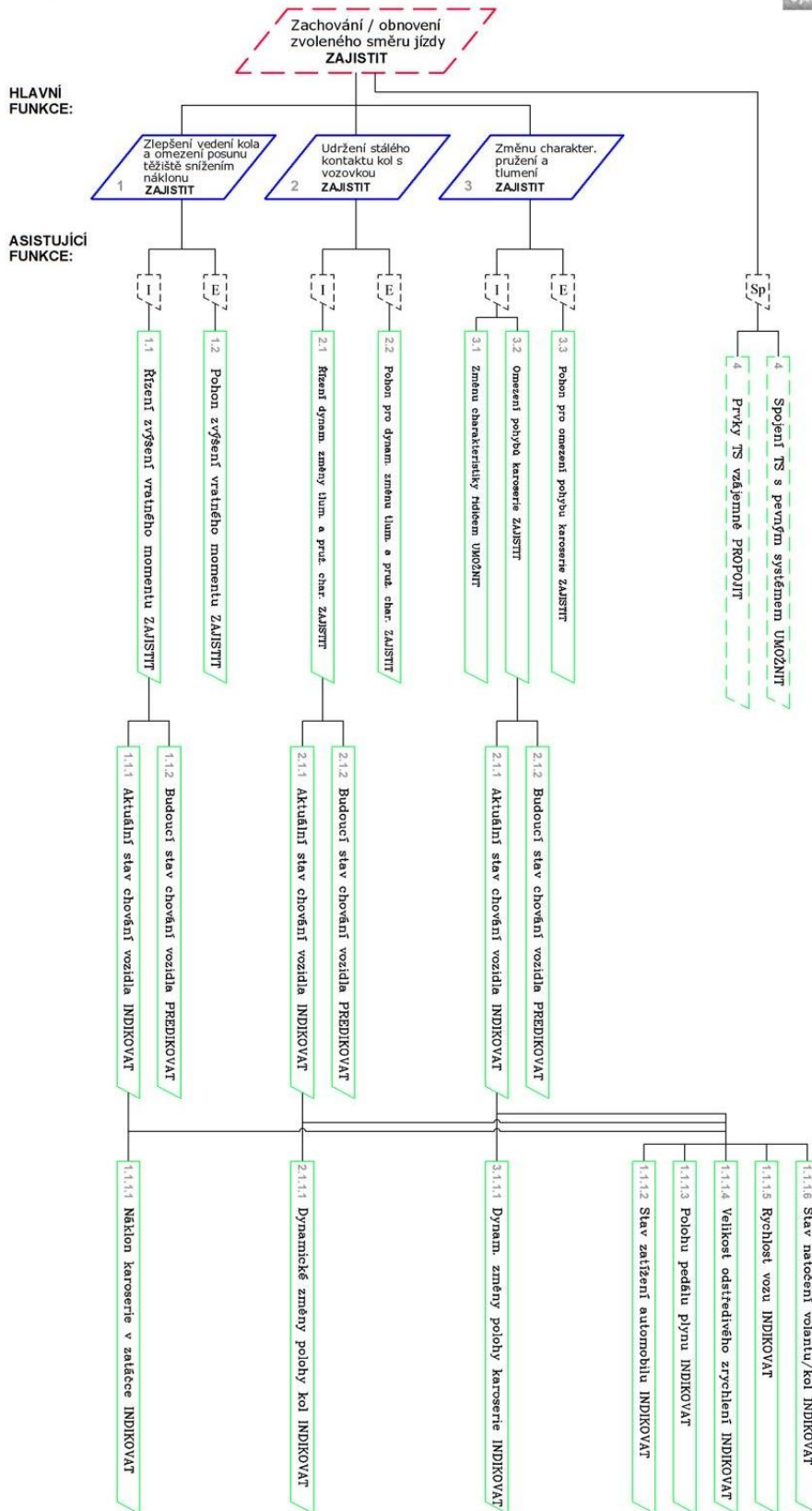
Řešení č. 1: Přesouvání těžiště (naklápění)

Hierarchický funkční strom TS:



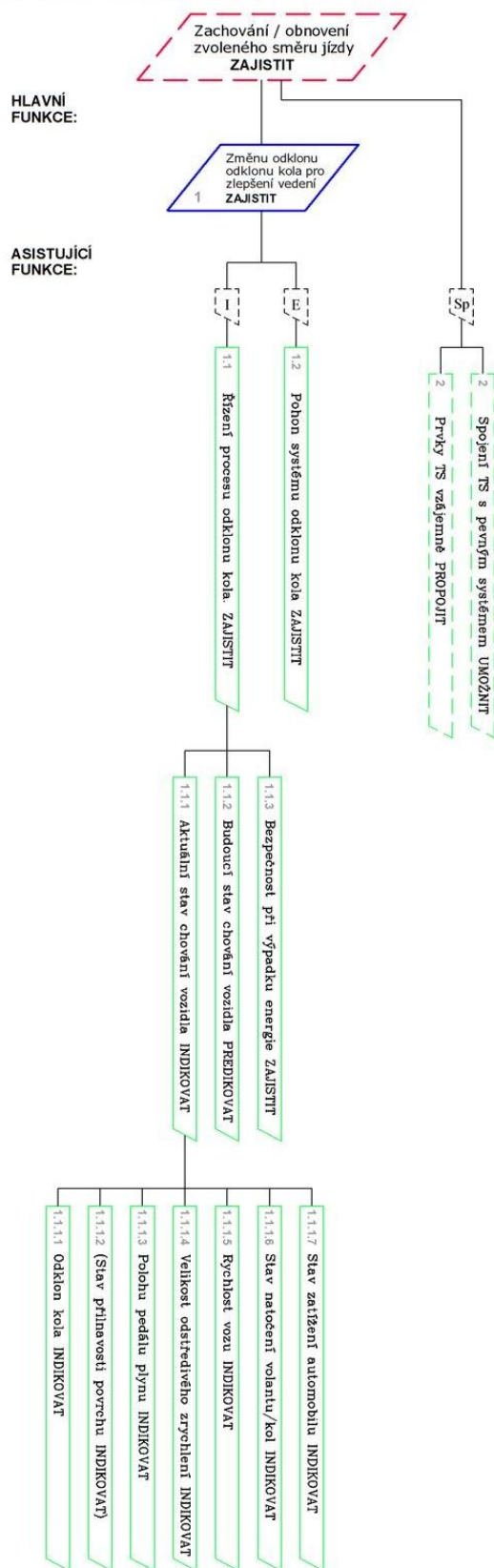
Řešení č. 2: Aktivní / adaptivní pružící a tlumící systémy

Hierarchický funkční strom TS:



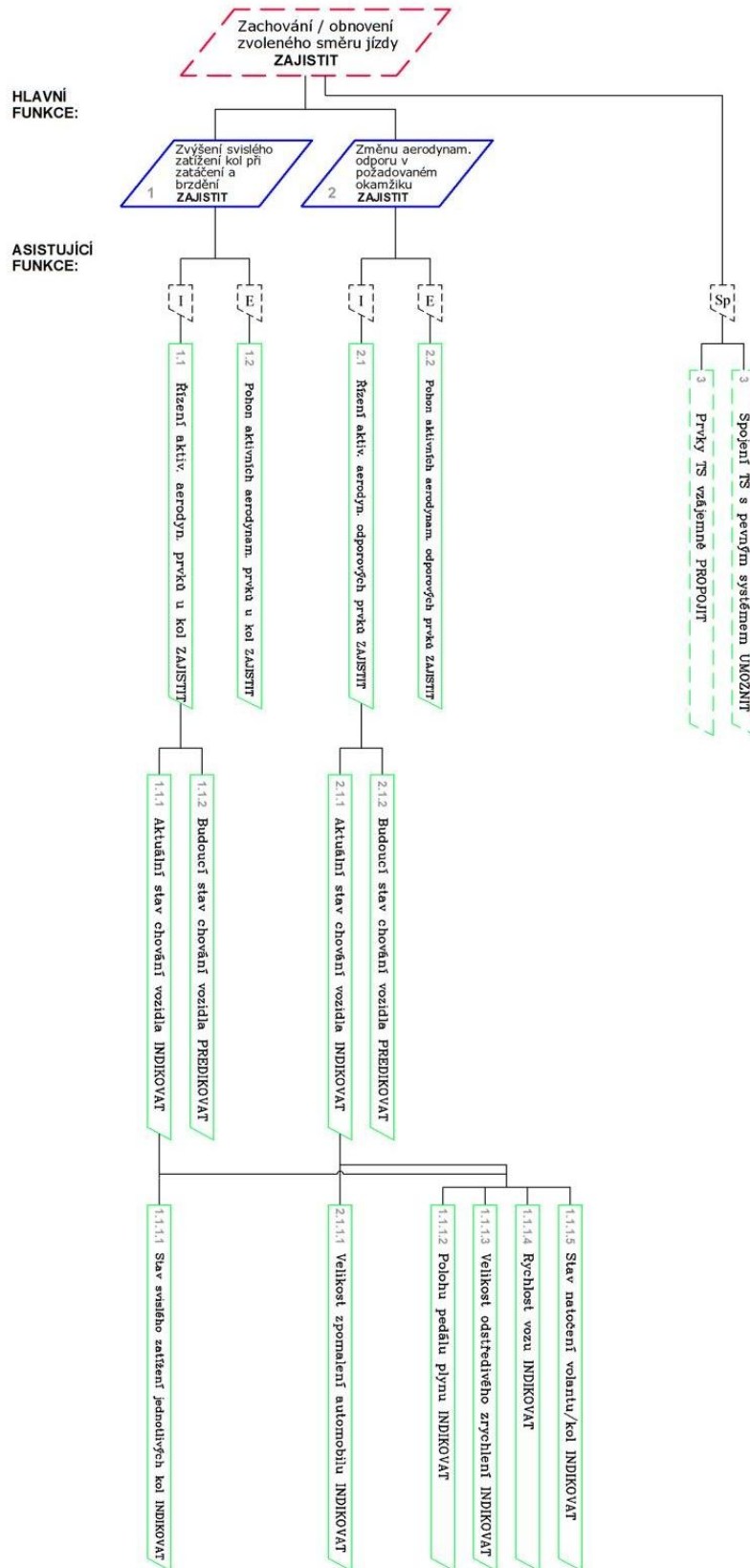
Řešení č. 3: Proměnná geometrie zavěšení (odklon)

Hierarchický funkční strom TS:



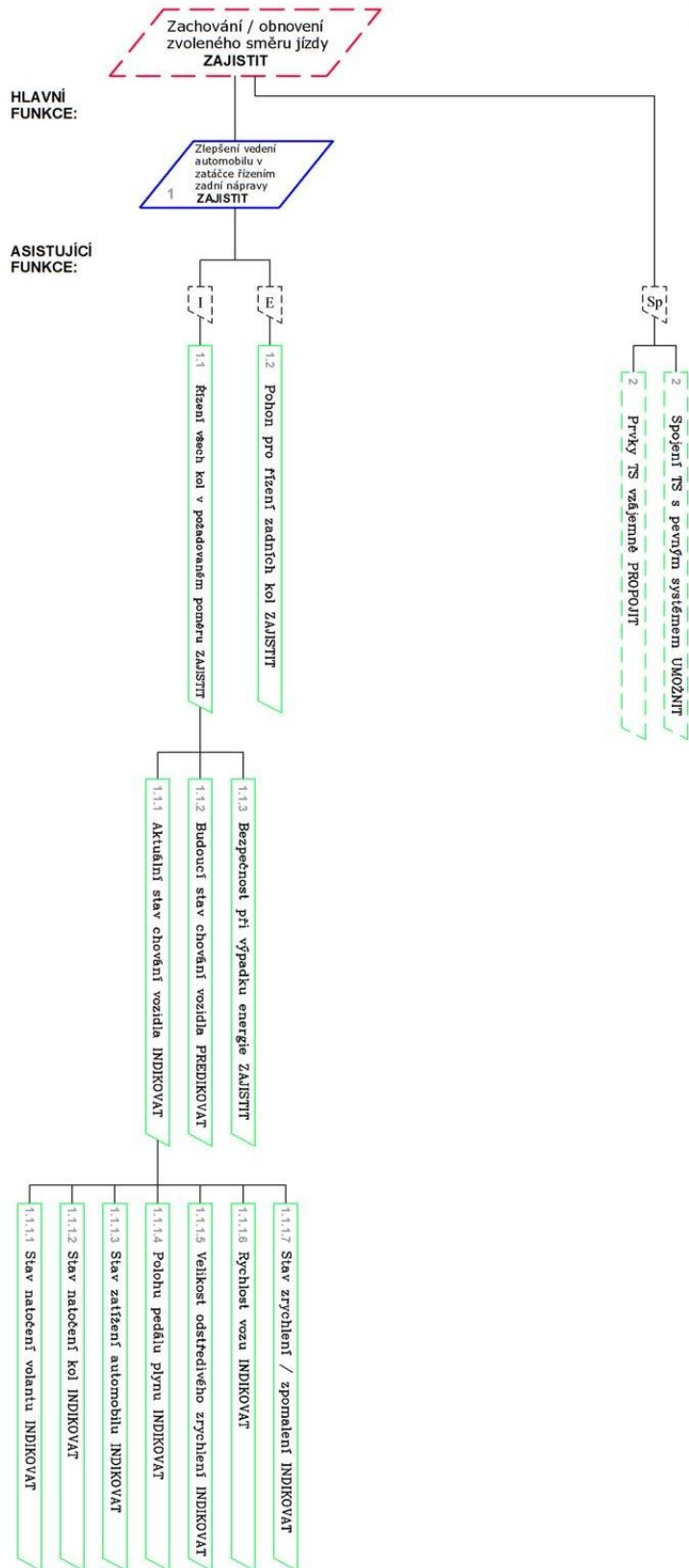
Řešení č. 4: Aktivní aerodynamické prvky

Hierarchický funkční strom TS:

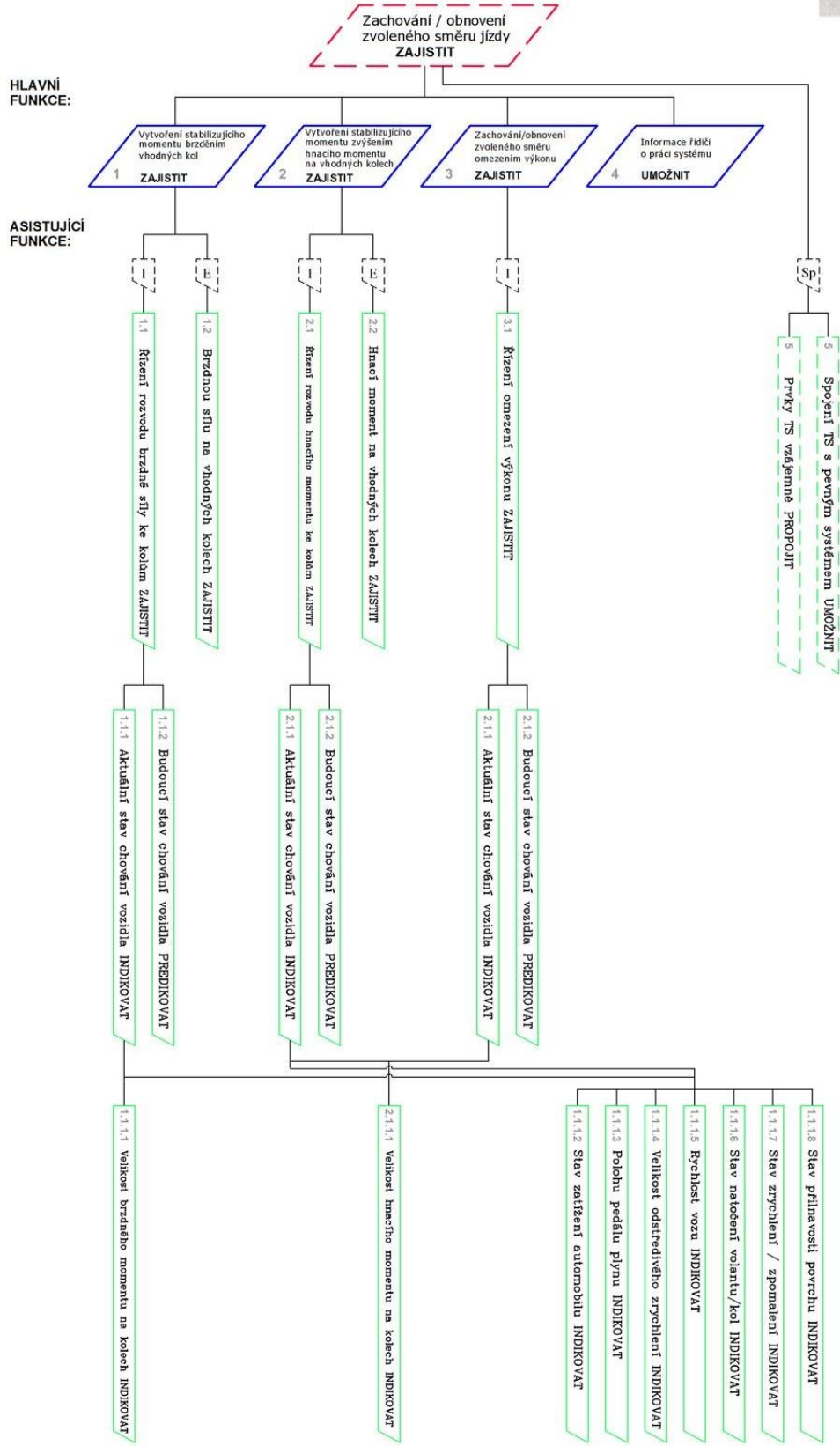
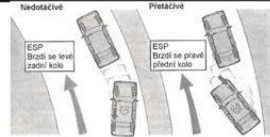


Řešení č. 5: **Přířizování zadní nápravy**

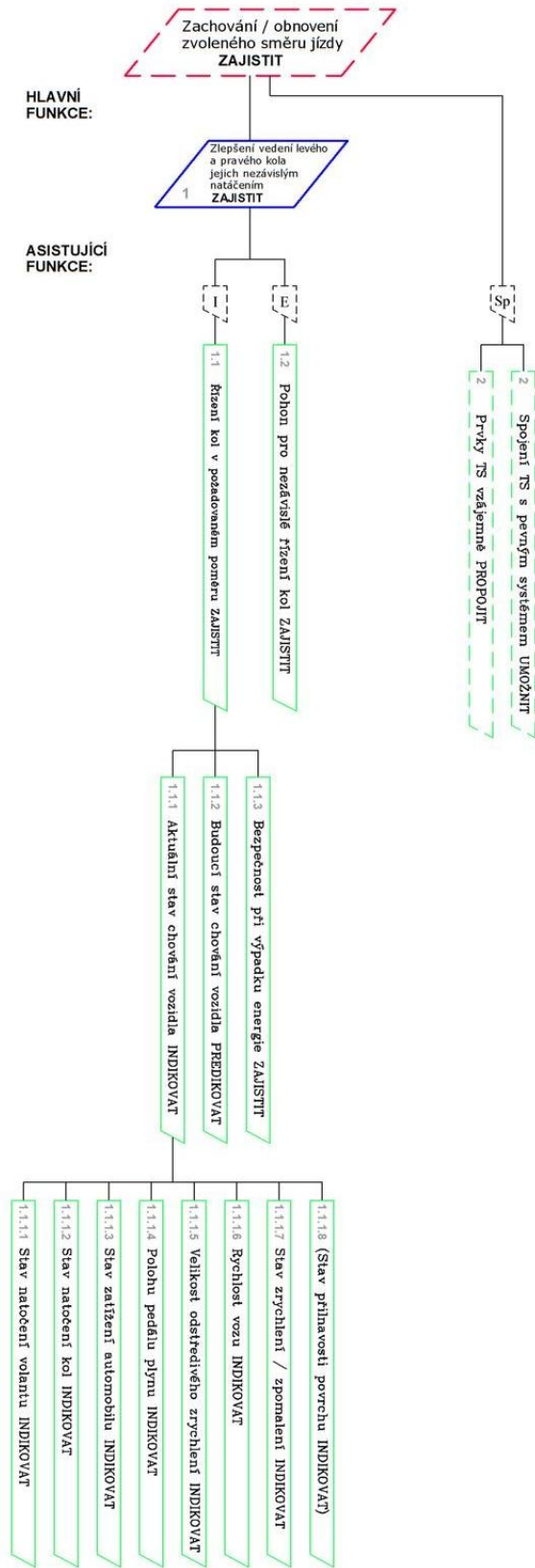
Hierarchický funkční strom TS:



Řešení č. 6: ESP (Elektronický stabilizační systém) Hierarchický funkční strom TS:



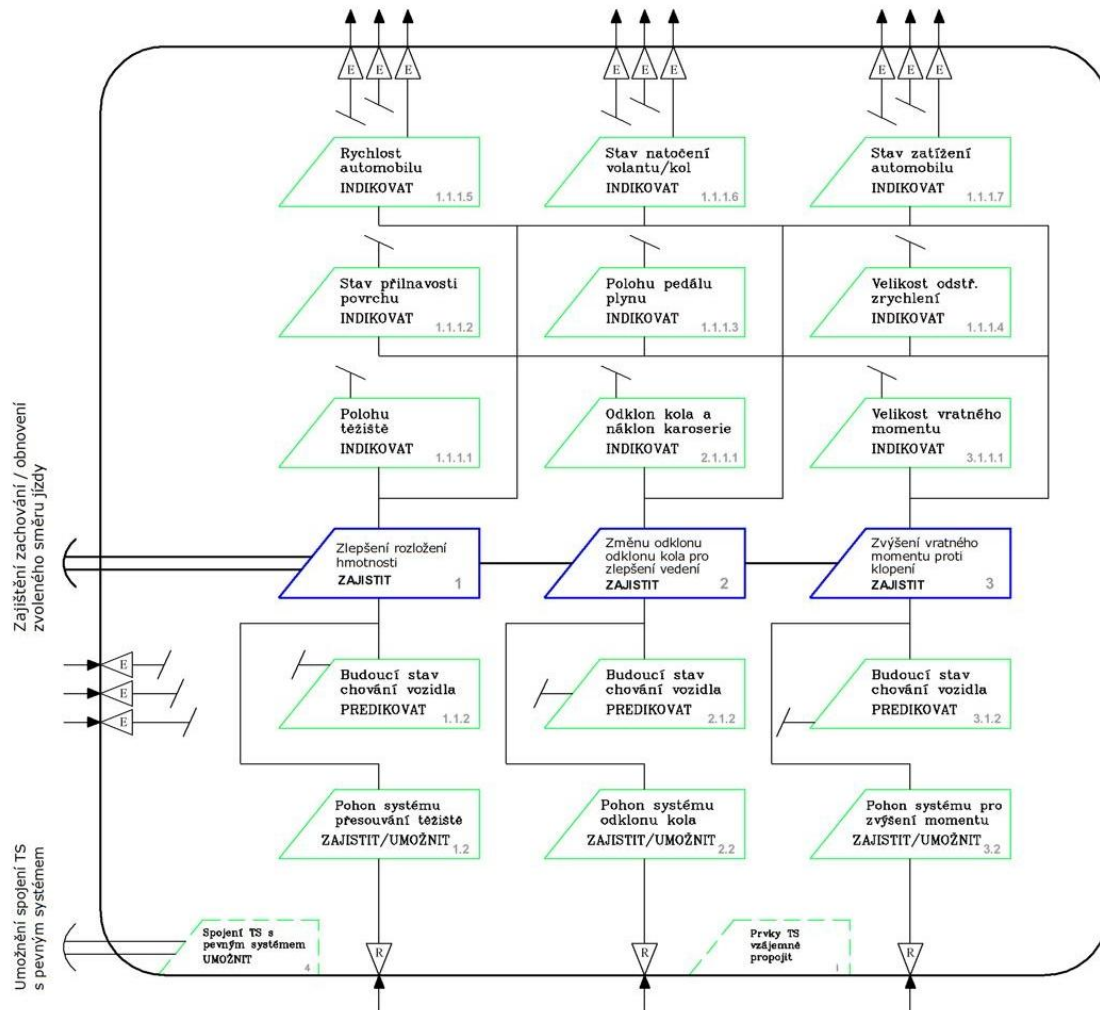
Vlastní řešení: **Nezávislé řízení levého a pravého kola**
Hierarchický funkční strom TS:



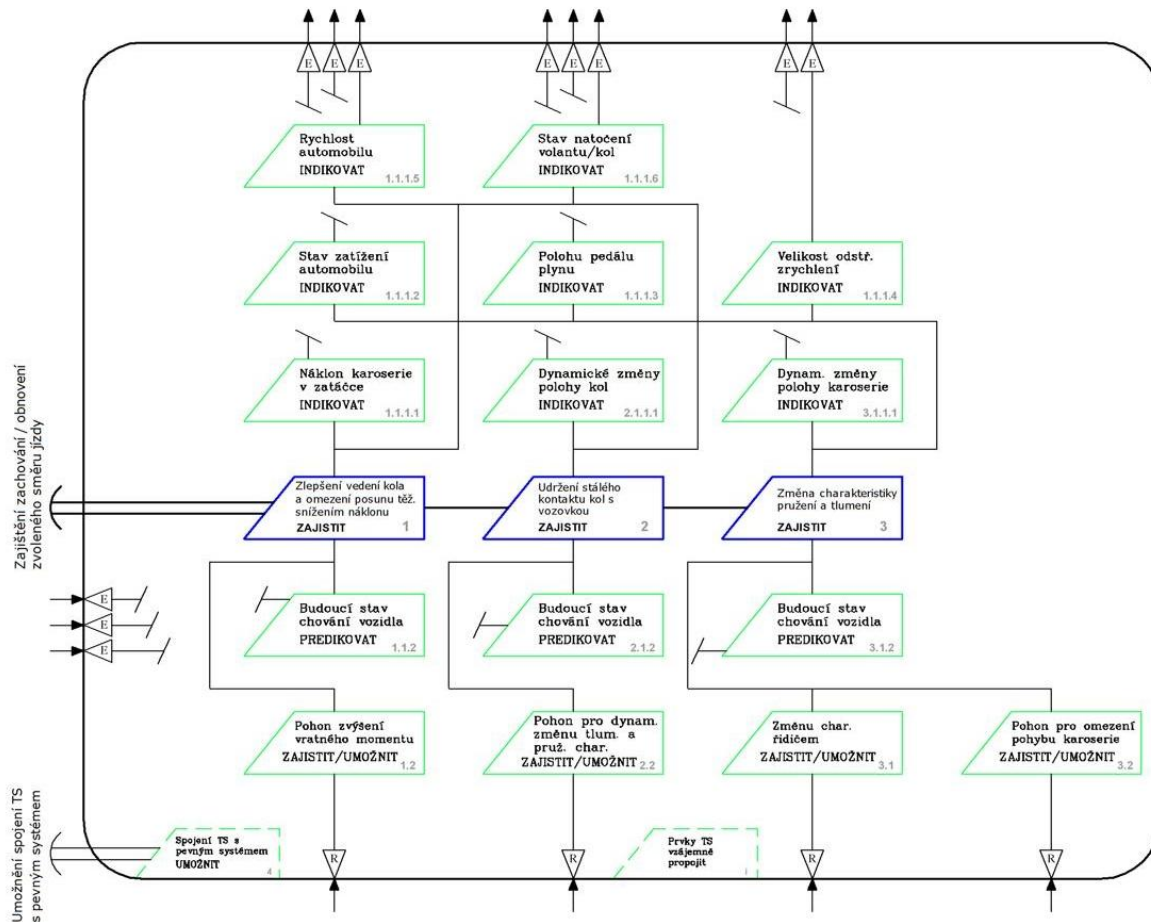
PŘÍLOHA č. 6 - Funkční struktury sedmi vybraných technických řešení

Řešení č. 1: Přesouvání těžiště (naklápění)

Funkční struktura TS:

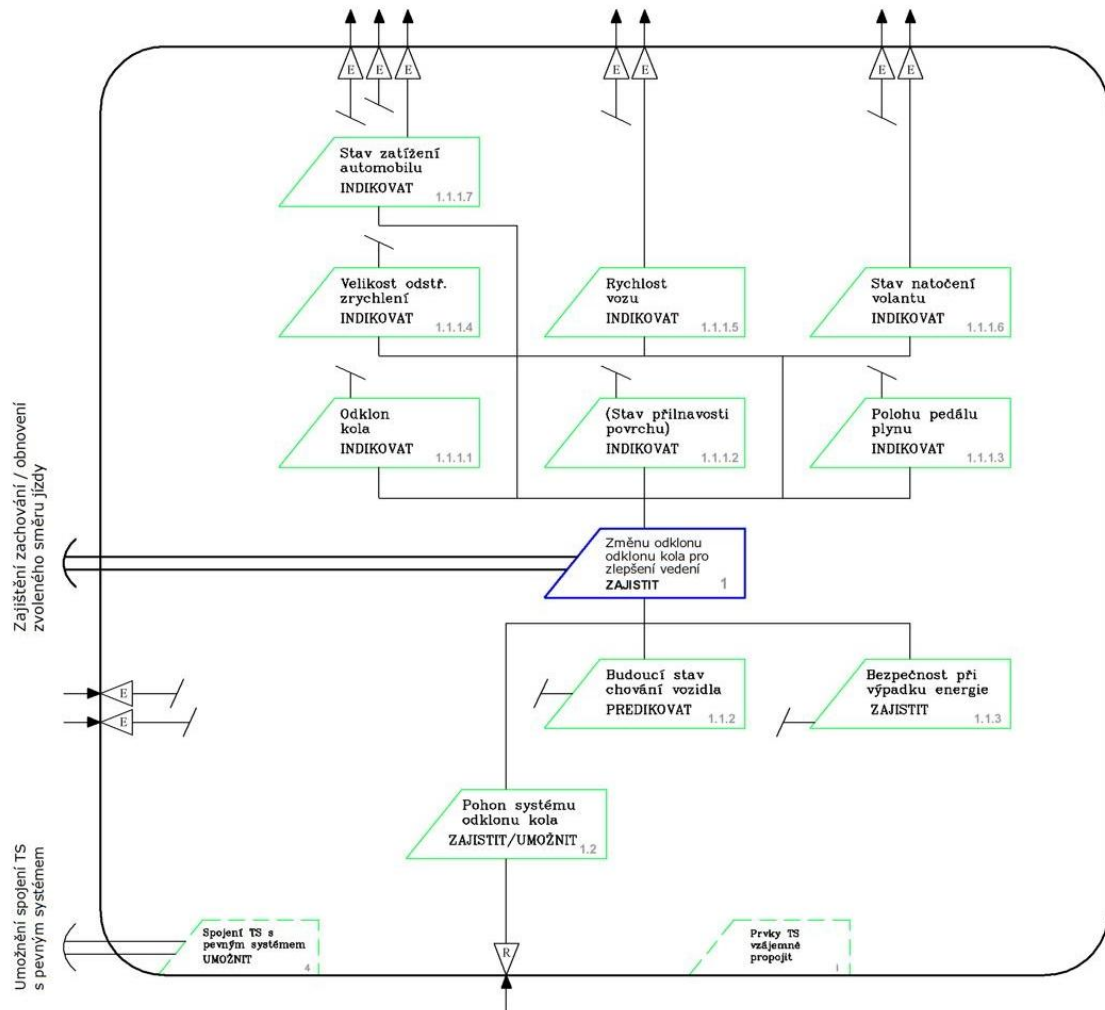


Řešení č. 2: **Aktivní / adaptivní pružící a tlumící systémy**
Funkční struktura TS:

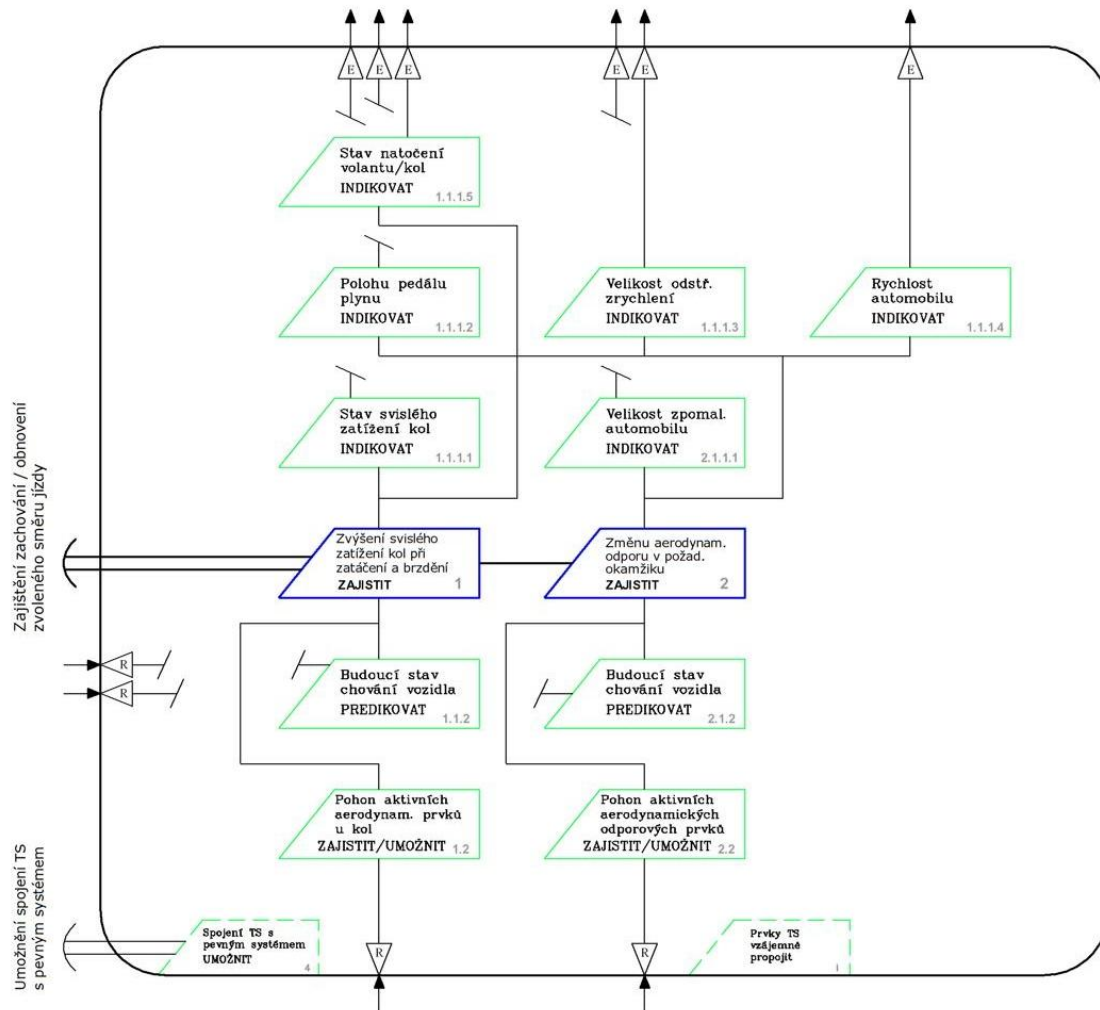


Řešení č. 3: **Proměnná geometrie zavěšení (odklon)**

Funkční struktura TS:

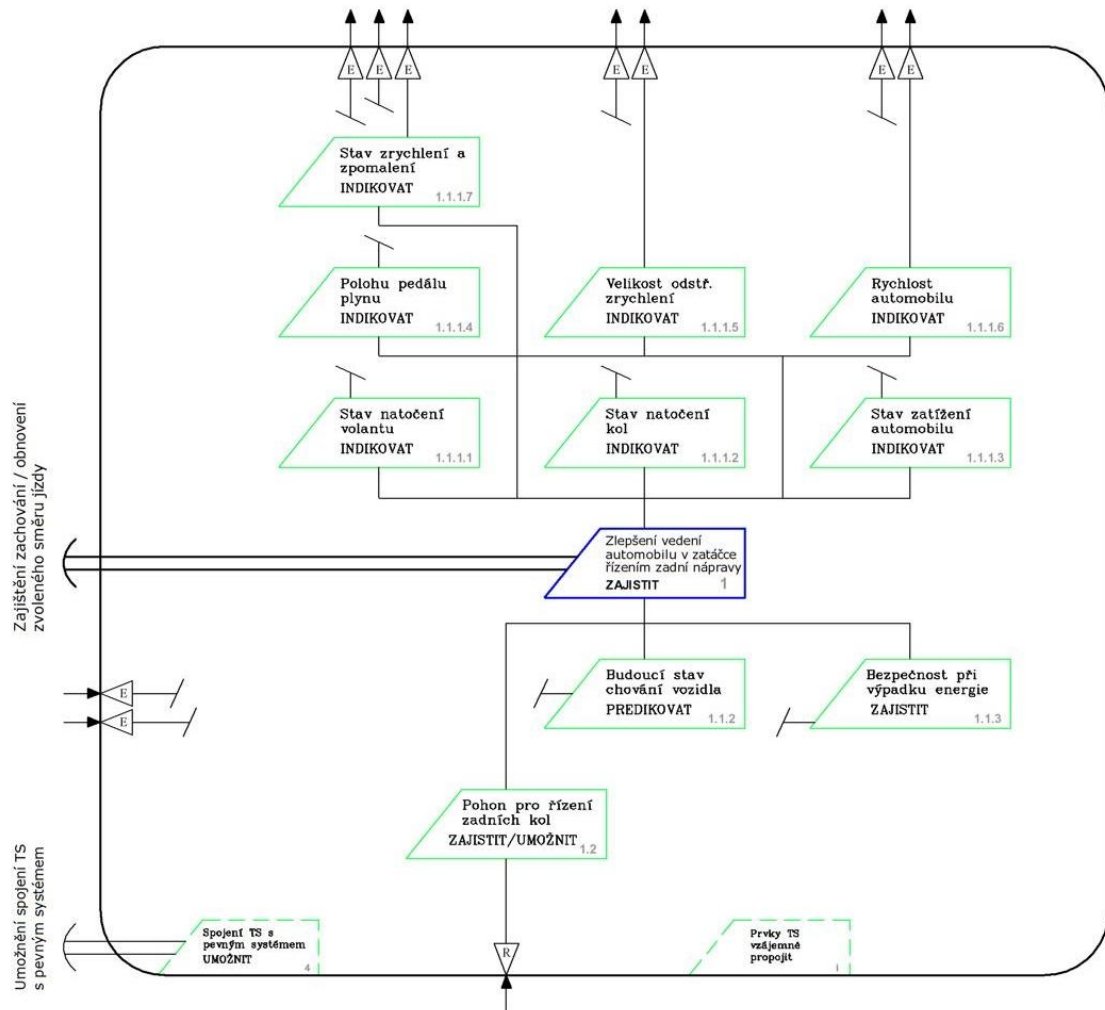


Řešení č. 4: **Aktivní aerodynamické prvky**
Funkční struktura TS:

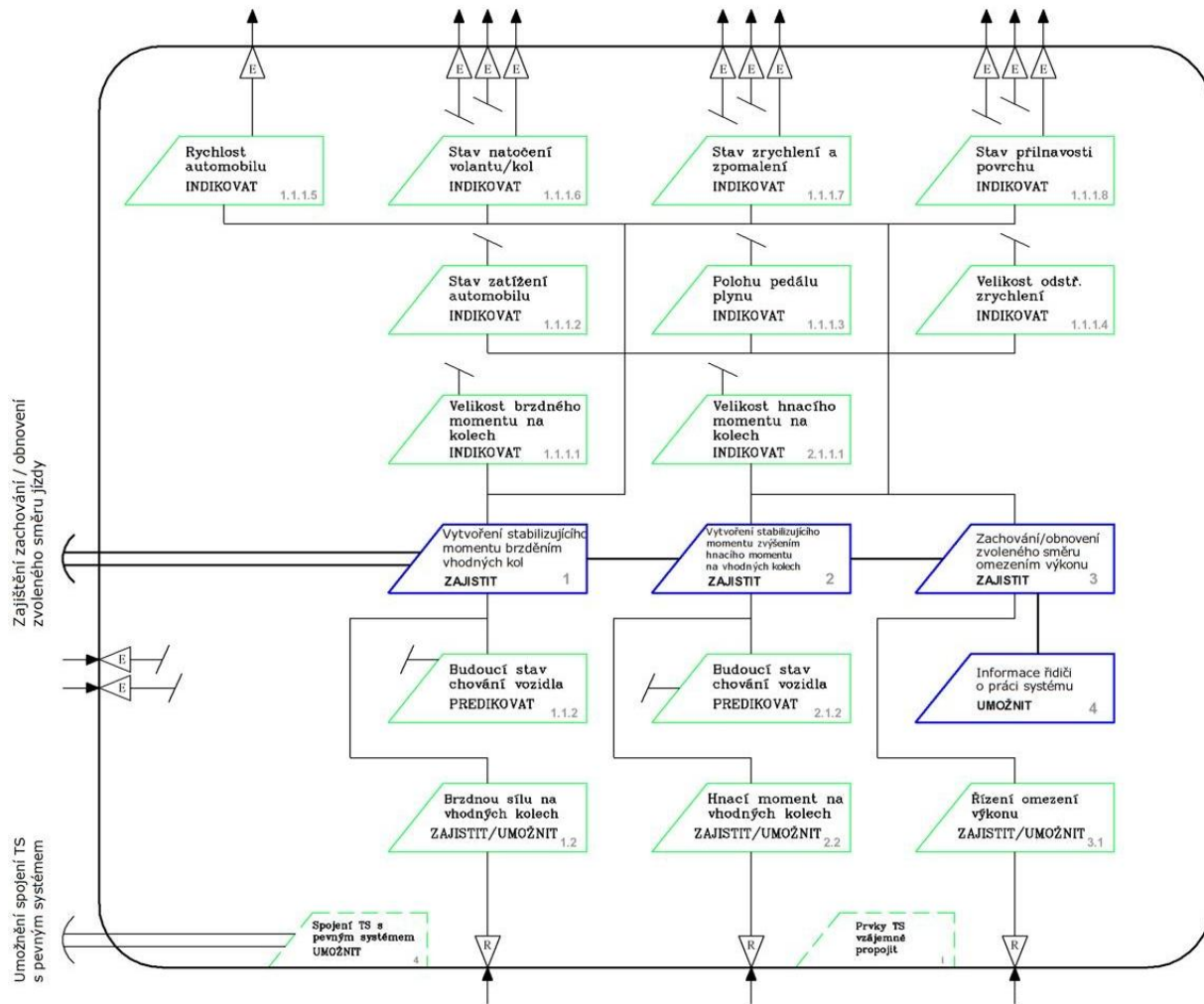
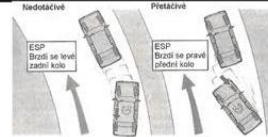


Řešení č. 5: **Přířizování zadní nápravy**

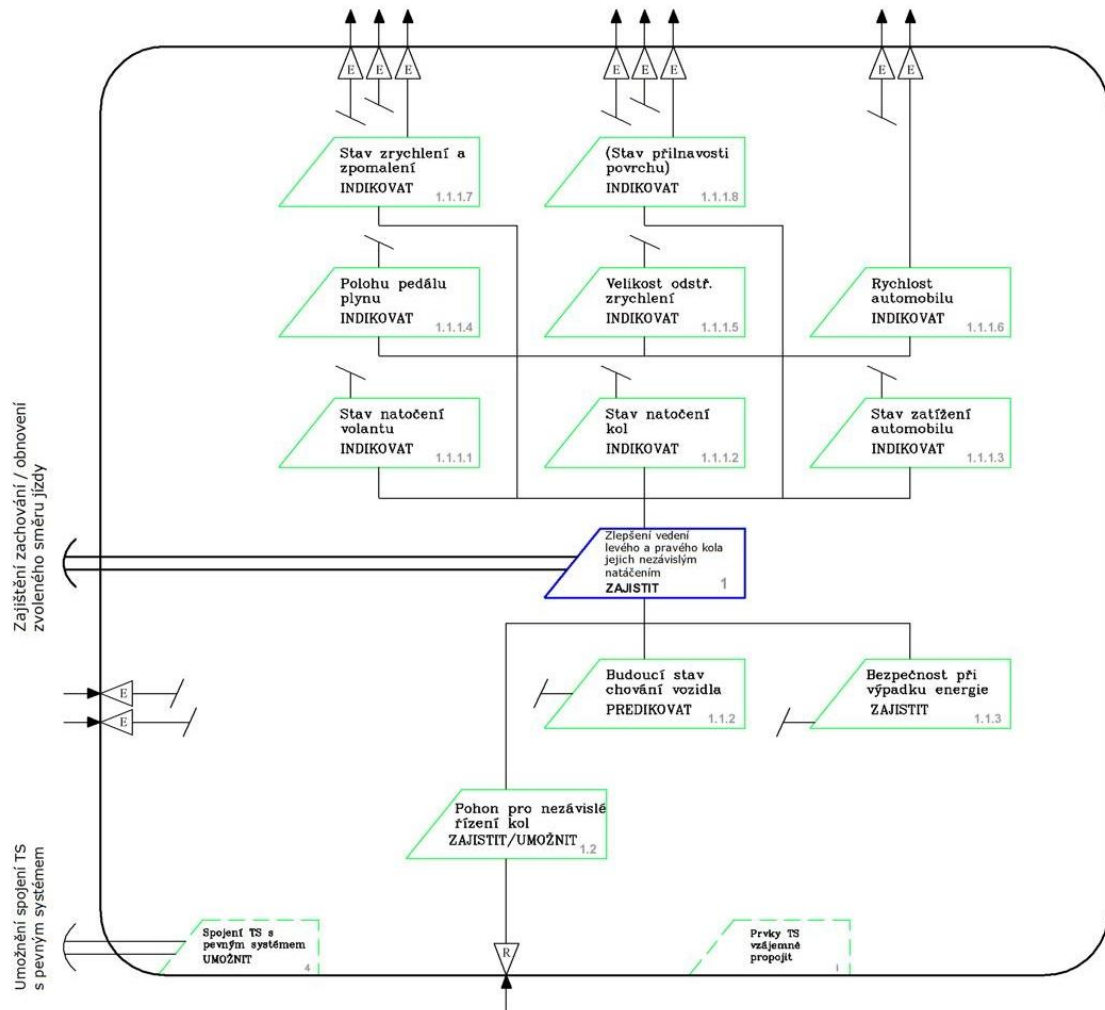
Funkční struktura TS:



Řešení č. 6: **ESP (Elektronický stabilizační systém)**
Funkční struktura TS:



Vlastní řešení: **Nezávislé řízení levého a pravého kola**
Funkční struktura TS:



PŘÍLOHA č. 7 – Bilance použitých veličin pro řešení matematického modelu statické říditelnosti

CÍL: Úpravou zvolených parametrů zvýšit rychlost vozidla, při které dojde ke ztrátě adheze.

Určujeme tyto neznámé veličiny: **H** - hnací síla

β_p - střední úhel natočení předních kol

α - celkový úhel směrové úchylky

Zadávané veličiny: **v** - rychlost automobilu

R - poloměr projížděného oblouku

Rovnováha sil ve směru osy X:

$$H_{p1} \cdot \cos \beta_{p1} + H_{p2} \cdot \cos \beta_{p2} - S_{p1} \cdot \sin \beta_{p1} - S_{p2} \cdot \sin \beta_{p2} - O_{fz1} - O_{fz2} - O_{fp1} \cdot \cos \beta_{p1} - O_{fp2} \cdot \cos \beta_{p2} - O_v + F_o \cdot \sin \alpha = 0$$

Rovnováha sil ve směru osy Y:

$$H_{p1} \cdot \sin \beta_{p1} + H_{p2} \cdot \sin \beta_{p2} + S_{z1} + S_{z2} + S_{p1} \cdot \cos \beta_{p1} + S_{p2} \cdot \cos \beta_{p2} - O_{fp1} \cdot \sin \beta_{p1} - O_{fp2} \cdot \sin \beta_{p2} - F_o \cdot \cos \alpha = 0$$

Rovnováha momentů k ose Z:

$$H_{p1} \cdot \sin \beta_{p1} \cdot l_p - H_{p1} \cdot \cos \beta_{p1} \cdot \frac{t_p}{2} + H_{p2} \cdot \sin \beta_{p2} \cdot l_p + H_{p2} \cdot \cos \beta_{p2} \cdot \frac{t_p}{2} + S_{p1} \cdot \cos \beta_{p1} \cdot l_p + S_{p1} \cdot \sin \beta_{p1} \cdot \frac{t_p}{2} + S_{p2} \cdot \cos \beta_{p2} \cdot l_p - S_{p2} \cdot \sin \beta_{p2} \cdot \frac{t_p}{2} - S_{z1} \cdot l_z - S_{z2} \cdot l_z + O_{fp1} \cdot \cos \beta_{p1} \cdot \frac{t_p}{2} - O_{fp1} \cdot \sin \beta_{p1} \cdot l_p - O_{fp2} \cdot \cos \beta_{p2} \cdot \frac{t_p}{2} - O_{fp2} \cdot \sin \beta_{p2} \cdot l_p + O_{fz1} \cdot \frac{t_z}{2} - O_{fz2} \cdot \frac{t_z}{2} - Mvr_{p1} - Mvr_{p2} - Mvr_{z1} - Mvr_{z2} = 0$$

Odpor vzduchu

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd} \cdot S_x \cdot c_x \cdot v^2$$

Odpor valení

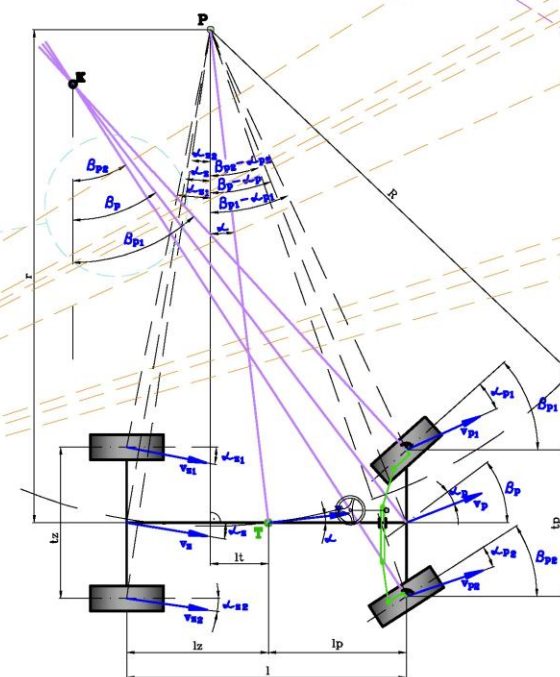
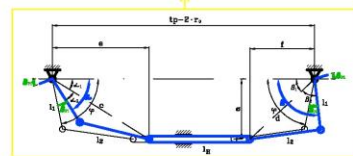
$$O_f = Z \cdot f$$

Odstředivá síla

$$F_o = m \cdot \frac{v^2}{R}$$

Hnací síla na levém a pravém kole: $H_{p1} = H_{p2} = \frac{H}{2}$
(dáno konstrukcí diferenciálu)

Natočení levého a pravého kola (polynom. regrese):
 $\beta_{p1} = 0,0004 \cdot \beta_p^3 - 0,0055 \cdot \beta_p^2 + 1,0698 \cdot \beta_p$
 $\beta_{p2} = 0,0001 \cdot \beta_p^3 - 0,0007 \cdot \beta_p^2 + 0,9735 \cdot \beta_p$
(dáno zvolenou geometrií řízení)

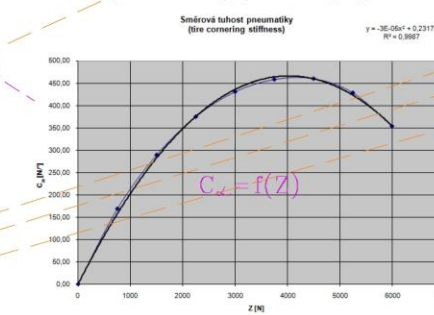


Celková boční vodící síla pro jednotlivá kola ($S_{p1}, S_{p2}, S_{z1}, S_{z2}$)
obecně: $S = S_\alpha + S_\gamma$

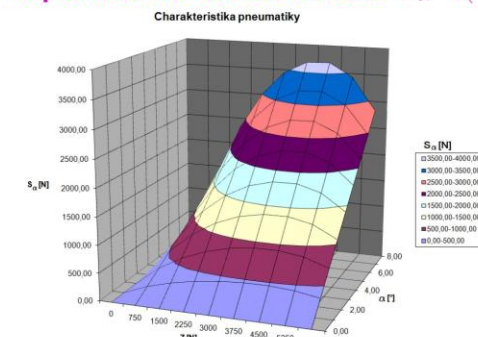
$S_\alpha = C_\alpha \cdot \alpha$ - Boční vodící síla vyvolaná úhlem směrové úchylky

($\alpha_{p1}, \alpha_{p2}, \alpha_{z1}, \alpha_{z2}$)

$C_\alpha = -0,00003 \cdot Z^2 + 0,2317 \cdot Z$
- Směrová tuhost pneumatiky (získaná polynom. reg.)



Experimentálně získaná závislost $S_\alpha = f(Z, \alpha)$

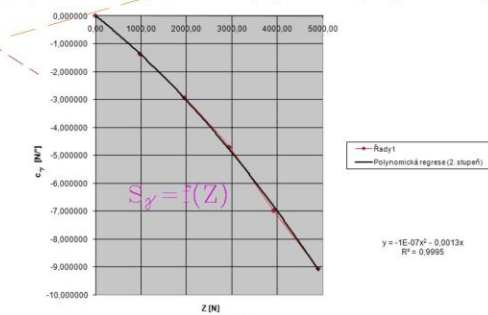


[Zdroj dat: E. Tónuk, Y. S. Unlusoy: Prediction of automobile tire cornering force characteristics by finite element modelling and analysis: 3D graf. vlastní zpracování]

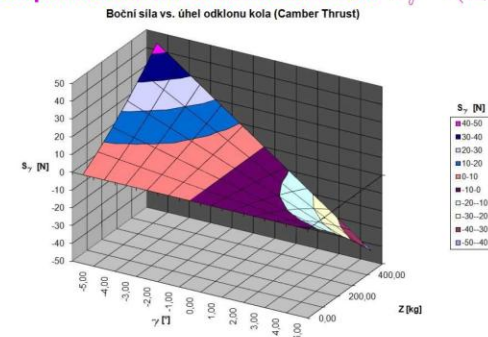
$S_\gamma = C_\gamma \cdot \gamma$ - Boční vodící síla vyvolaná odklonem kola

($\gamma_{p1}, \gamma_{p2}, \gamma_{z1}, \gamma_{z2}$)

$C_\gamma = -0,0000001 \cdot Z^2 + 0,0013 \cdot Z$
- Klopná tuhost pneumatiky (získaná polynom. reg.)



Experimentálně získaná závislost $S_\gamma = f(Z, \gamma)$



[Zdroj dat: S. Sadeghi, M. T. Ahmadian: Tire Modeling with Nonlinear Behavior for Vehicle Dynamic Studies; 3D graf. vlastní zpracování]

Vratné momenty jednotlivých kol:

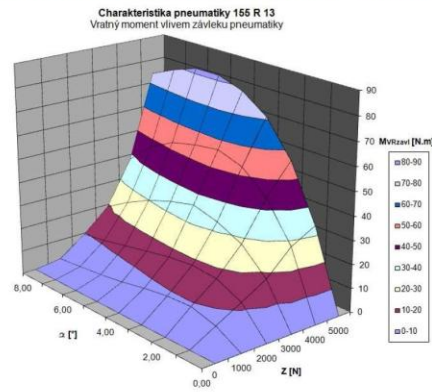
$$M_{VR} = M_{VRz\acute{a}vl} + M_{VRz\acute{a}kl} + M_{VRp\acute{r}fkl}$$

Vratný moment vyvolaný příklonem rejdové osy
 $M_{VRp\acute{r}fkl} = Z \cdot \sin \sigma \cdot (r_0 \cdot \cos \sigma + r_K \cdot \sin \sigma) \cdot \sin \beta_P$
 (dáno zvolenou geometrií řízení a zavěšení)

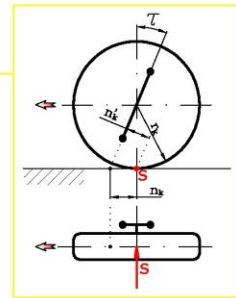
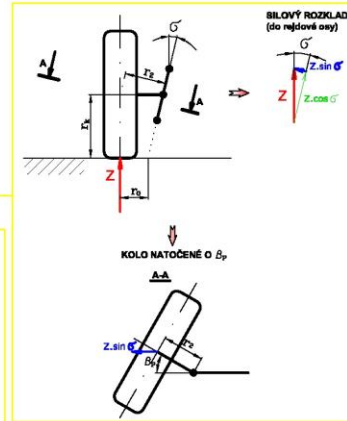
Vratný moment vyvolaný záklonem rejdové osy
 $M_{VRz\acute{a}kl} = S \cdot r_K \cdot \sin \tau$
 (dáno zvolenou geometrií zavěšení)

Vratný moment vyvolaný závlekm pneumatiky

Experimentálně získaná závislost $M_{VRz\acute{a}vl} = f(Z, \alpha)$



[Zdroj: dat. E. Tonúk, Y. S. Ohlsoy Prediction of automobile tire cornering force characteristics by finite element modelling and analysis, 3D graf. vlastní zpracování]

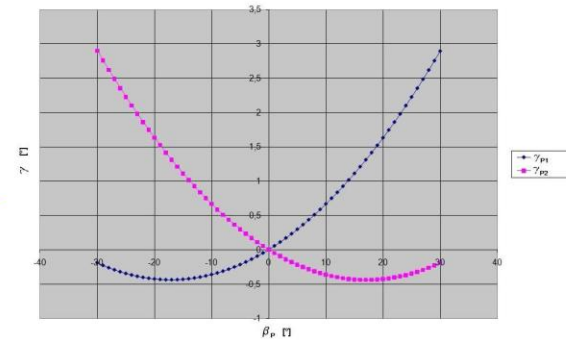
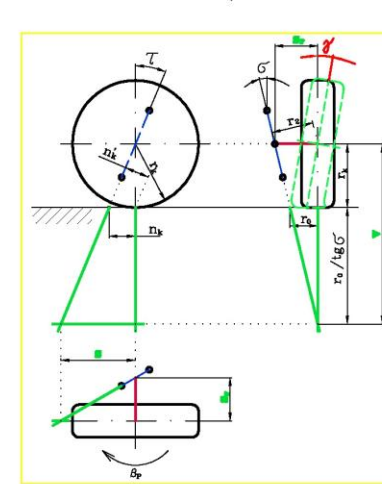


Závislosti úhlu odklonu kola na úhlu natočení kol do rejdy
 (dáno zvolenou geometrií zavěšení)

- získaná závislost: $\gamma_{P1}, \gamma_{P2} = f(\beta_P)$

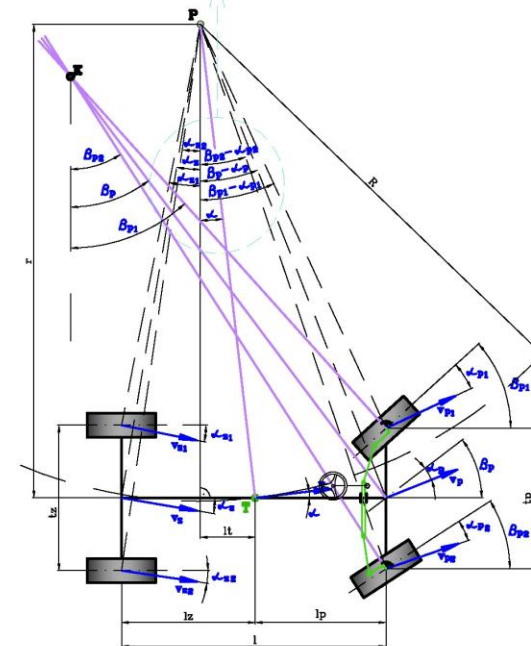
$$\gamma = \arctg \left(\frac{\cos(\arctg(s/s_r) - \beta_P) \cdot v_s \cdot \operatorname{tg} \eta - \frac{s_r \cdot \sin \mu \cdot \sin[\arctg(\operatorname{tg}(\arctg(s/s_r) - \beta_P) \cdot \cos \eta)]}{\sin(\arctg(s/s_r) - \beta_P)}}{v_s + \sin \eta \cdot (s_r \cdot \sin \mu - s_r \cdot \sin \mu \cdot (1 - \cos[\arctg(\operatorname{tg}(\arctg(s/s_r) - \beta_P) \cdot \cos \eta)])} \right) \cdot (-1)$$

- kde: $v_s = \cos \eta \cdot \left(\frac{s_r}{\cos \mu} - s_r \cdot \cos \mu \right)$; $\eta = \arccos \left(\frac{v \cdot \cos \mu}{s_r} \right)$; $\mu = \arctg \left(\frac{v}{s_r \cdot \cos \tau} \right)$



Závislosti úhlů směrových úchylek a úhlů natočení předních kol
 (dáno zvolenou geometrií řízení, zavěšení a typem pneumatik)

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_Z &= \frac{l_Z}{R \cdot \cos \alpha} - \operatorname{tg} \alpha & \operatorname{tg}(\beta_P - \alpha_P) &= \frac{l_P}{R \cdot \cos \alpha} + \operatorname{tg} \alpha \\ \operatorname{tg} \alpha_{Z1} &= \frac{l_Z - R \cdot \sin \alpha}{R \cdot \cos \alpha - t_Z/2} & \operatorname{tg}(\beta_{P1} - \alpha_{P1}) &= \frac{l_P + R \cdot \sin \alpha}{R \cdot \cos \alpha - t_P/2} \\ \operatorname{tg} \alpha_{Z2} &= \frac{l_Z - R \cdot \sin \alpha}{R \cdot \cos \alpha + t_Z/2} & \operatorname{tg}(\beta_{P2} - \alpha_{P2}) &= \frac{l_P + R \cdot \sin \alpha}{R \cdot \cos \alpha + t_P/2} \end{aligned}$$



Svislé zatížení:

- přední kolo $Z_P = \frac{1}{2} \cdot Z_{Pstat} \pm \Delta Z_P - \frac{A_P}{2}$

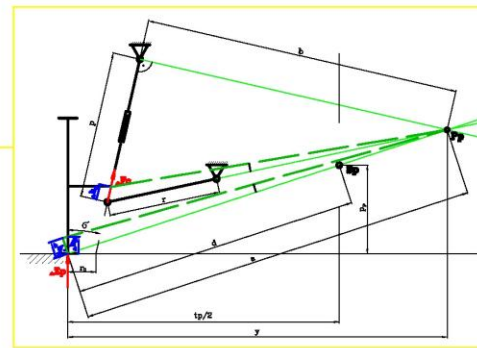
Vztlaková síla na přední nápravu
 $A_P = \frac{1}{2} \cdot \zeta_{vzd} \cdot S_x \cdot v^2 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot c_A - c_{M0} \right)$

Změna svislého zatížení vyvolaná klopením karoserie
 (dáno zvolenou geometrií a tuhostí zavěšení a rozložením hmotnosti)

$$\Delta Z_P = \frac{m' \cdot v^2 \cdot l_Z \cdot p_P}{R \cdot l \cdot t_P} + \frac{2 \cdot c_P}{t_P} \cdot \left(\frac{b \cdot d}{a} \right)^2 \cdot \operatorname{tg} \psi + \frac{m_P'' \cdot v^2 \cdot h_P''}{R \cdot t_P}$$

Statické zatížení přední nápravy

$$Z_{Pstat} = m \cdot g \cdot \frac{l_Z}{l}$$



- zadní kolo $Z_Z = \frac{1}{2} \cdot Z_{Zstat} \pm \Delta Z_Z - \frac{A_Z}{2}$

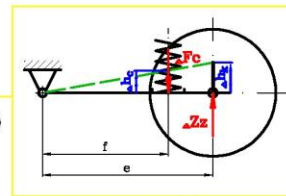
Vztlaková síla na zadní nápravu
 $A_Z = \frac{1}{2} \cdot \zeta_{vzd} \cdot S_x \cdot v^2 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot c_A + c_{M0} \right)$

Změna svislého zatížení vyvolaná klopením karoserie
 (dáno zvolenou geometrií zavěšení, tuhostí zavěšení a stabilizátoru a rozložením hmotnosti)

$$\Delta Z_Z = \frac{m' \cdot v^2 \cdot l_P \cdot p_Z}{R \cdot l \cdot t_Z} + \frac{c_Z}{2 \cdot t_Z} \cdot \left(\frac{f \cdot t_Z}{e} \right)^2 \cdot \operatorname{tg} \psi + \frac{C_S}{t_Z} \cdot \operatorname{tg} \psi + \frac{m_Z'' \cdot v^2 \cdot h_Z''}{R \cdot t_Z}$$

Statické zatížení zadní nápravy

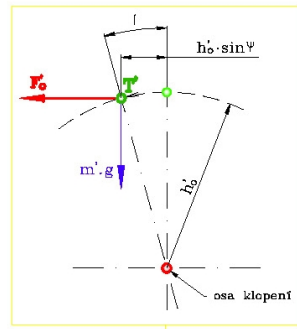
$$Z_{Zstat} = m \cdot g \cdot \frac{l_P}{l}$$



Úhel klopení karoserie

(dáno zvolenou geometrií a tuhostí zavěšení a rozložením hmotnosti)

- vychází z rovnosti klopného momentu a vratných momentů



$$M_{KL} = M_{VRP} + M_{VRZ} + M_{VRS}$$

Vratný moment zkrutného stabilizátoru

$$M_{VRS} = C_S \cdot \text{tg } \psi$$

Vratný moment zadní nápravy

$$M_{VRZ} = \frac{c_Z}{2} \cdot \left(\frac{f \cdot t_Z}{e} \right)^2 \cdot \text{tg } \psi$$

Vratný moment přední nápravy

$$M_{VRZ} = 2 \cdot c_P \cdot \left(\frac{b \cdot d}{a} \right)^2 \cdot \text{tg } \psi$$

Klopný moment

$$M_{KL} = m' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h_0 \cdot \cos \psi + m' \cdot g \cdot h_0 \cdot \sin \psi$$

- úpravou získáme kvartickou rovnici v následujícím tvaru

$$a \cdot \sin^4 \psi + b \cdot \sin^3 \psi + c \cdot \sin^2 \psi + d \cdot \sin \psi + e = 0$$

- výstupem kvartické rovnice jsou 4 kořeny z nichž jeden je reálný (a,b,c,d,e - vstupní koeficienty)

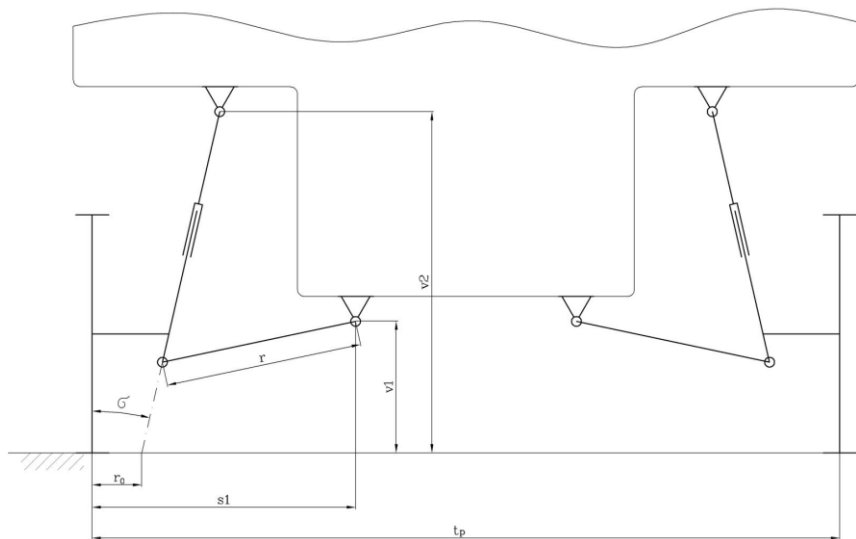


Znamé veličiny:
(zvolené veličiny)

- c_A - součinitel vztlaku (0,22 ~ 0,38)
- c_{M0} - součinitel klonivého momentu (-0,10 ~ 0,07)
- c_x - součinitel čelního odporu vzduchu (0,3)
- c_P, c_Z - tuhost pružin přední/zadní nápravy
- C_S - klopná tuhost vyvolaná zadním stabilizátorem
- f - součinitel odporu valení (0,012)
- g - gravitační zrychlení
- h_0 - výška těžiště karoserie od osy klopení
- h_P^0, h_Z^0 - výška těžiště náprav
- l - rozvor náprav
- l_Z - horizontální vzdálenost těžiště od zadní nápravy
- l_P - horizontální vzdálenost těžiště od přední nápravy
- m - hmotnost vozidla
- m' - hmotnost odpružené části (karoserie)
- m_P^0, m_Z^0 - hmotnost neodpružených částí (nápravy)
- p_P, p_Z - výška středů klopení náprav
- r_0 - poloměr rejdů
- r_K - valivý poloměr kola
- S_x - plocha průmětu čelní plochy automobilu
- t_Z - rozchod kol zadní nápravy
- t_P - rozchod kol přední nápravy
- a, b, d, e, f - geometrické rozměry zavěšení
- s, s_r, v - pomocné geometrické rozměry zavěšení
- ρ_{vzd} - hustota vzduchu (1,25 kg/m³)
- σ - příklon rejdové osy
- τ - záklon rejdové osy

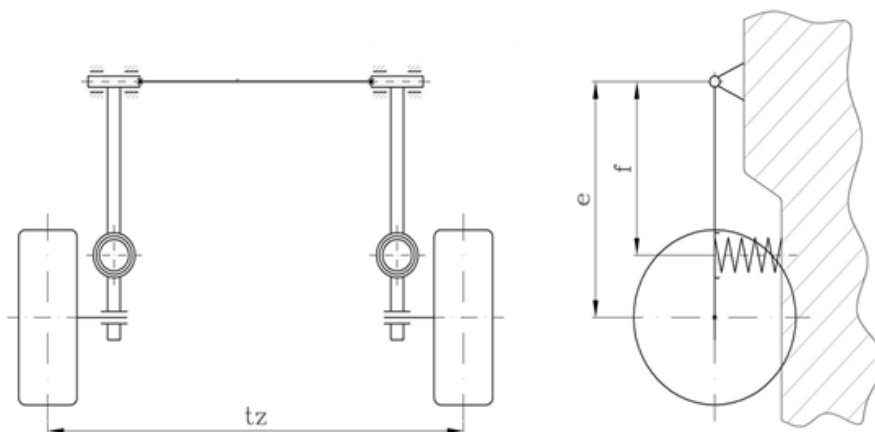
PŘÍLOHA č. 8 – Zvolené parametry matematického modelu statické říditelnosti

Parametry přední nápravy McPherson:



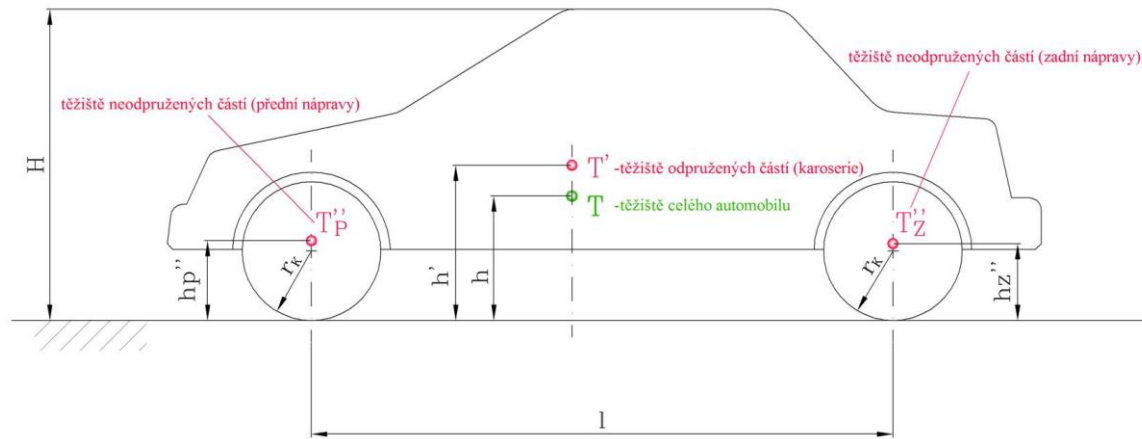
OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKY	NÁZEV
σ	10	[°]	statický příklon rejdové osy
τ	3	[°]	úhel záklonu rejdové osy
r_0	10	[mm]	poloměr rejdu
v_1	230	[mm]	geometrický rozměr (viz. obrázek)
v_2	1000	[mm]	geometrický rozměr (viz. obrázek)
s_1	600	[mm]	geometrický rozměr (viz. obrázek)
r	550	[mm]	geometrický rozměr (viz. obrázek)
t_p	1700	[mm]	rozchod kol vpředu
c_p	35	[N/mm]	tuhost pružiny na přední nápravě
γ_p	-0,5	[°]	statický odklon předního kola

Parametry zadní klikové nápravy:



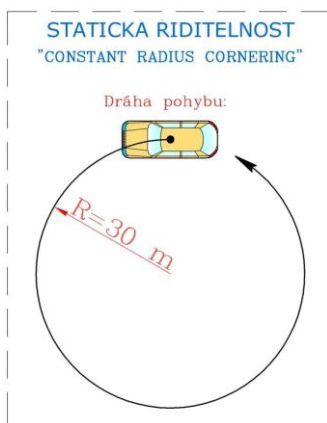
OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKY	NÁZEV
t_z	1750	[mm]	rozchod kol vzadu
e	600	[mm]	geometrický rozměr (viz. obrázek)
f	400	[mm]	geometrický rozměr (viz. obrázek)
c_z	25	[N/mm]	tuhost pružiny na přední nápravě
C_s	1	[N.m]	klopná tuhost vyvolaná stabilizátorem
γ_z	-0,1	[°]	statický odklon zadního kola

Další zadané parametry:

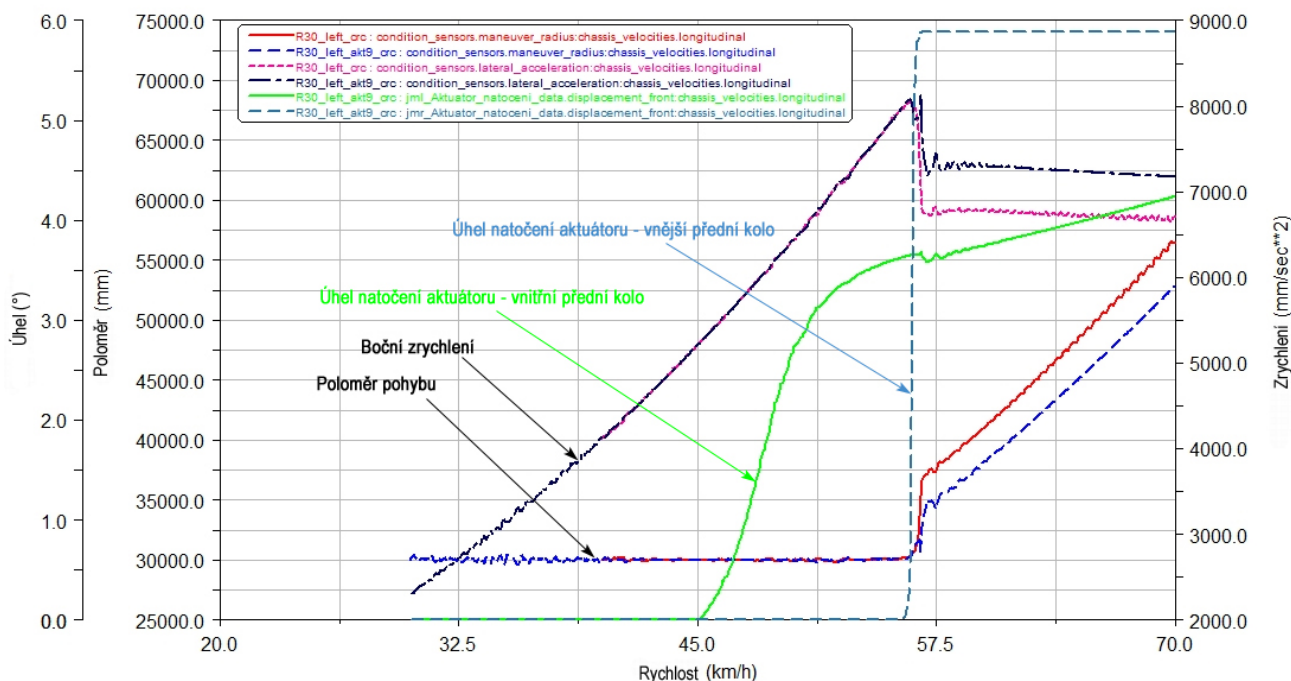


OZNAČENÍ	HODNOTA	JEDNOTKY	NÁZEV
m	1200	[kg]	hmotnost vozidla
l	2500	[mm]	rozvor náprav
ZAT _p	55	[%]	procentní stat. zatížení přední nápravy
ZAT _z	45	[%]	procentní stat. zatížení zadní nápravy
h'	550	[mm]	výška těžiště odpružené části vozidla
m'	1100	[kg]	hmotnost odpružené části vozidla
h'' _p , h'' _z	175	[mm]	výška těžiště neodpružených částí (přední, zadní náprava)
ρ_{vzd}	1,25	[kg/m ³]	hustota vzduchu
B	1800	[mm]	šířka vozidla
H	1450	[mm]	výška vozidla
c _x	0,3	[-]	součinitel odporu vzduchu (čelní)
S _X	1,9575	[m ²]	přůmět čelní plochy automobilu
c _A	0,3	[-]	součinitel vztlaku (0,22 ~ 0,38)
c _{Mo}	-0,05	[-]	součinitel klonivého momentu (-0,10 ~ 0,07)
r _K	275	[mm]	valivý poloměr kola
μ	0,85	[-]	součinitel tření mezi kolem a vozovkou

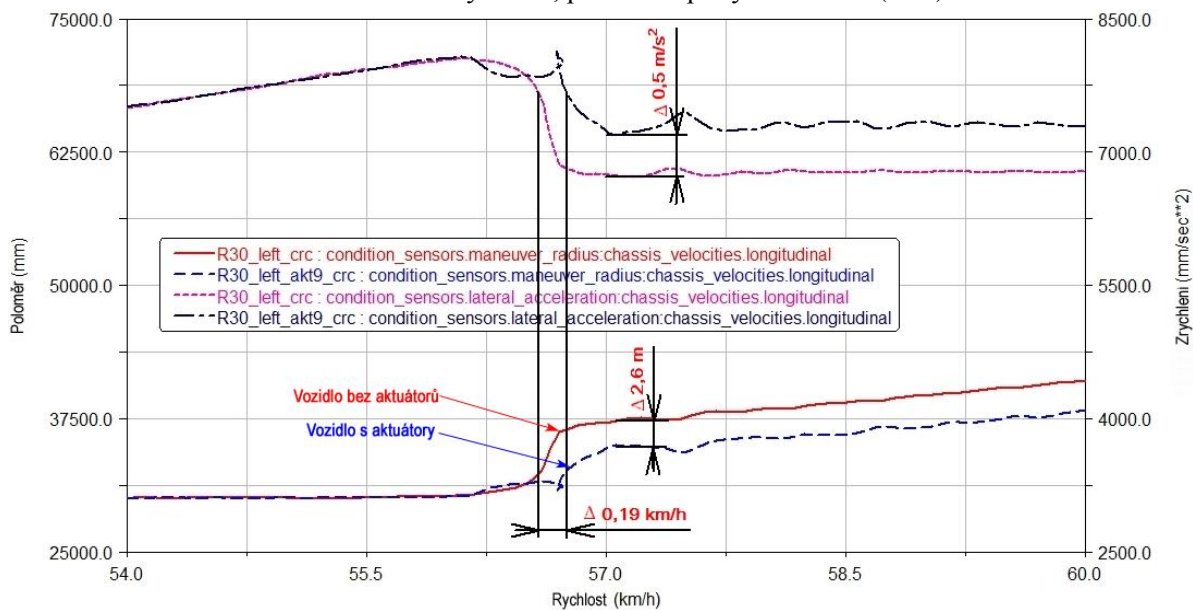
PŘÍLOHA č. 9 – Výsledky provedených simulací statické říditelnosti

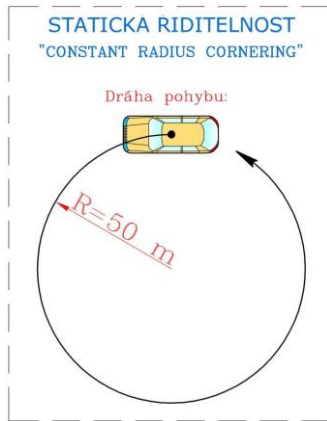


Průběh bočního zrychlení, poloměru pohybu a natočení aktuátorů (R30):

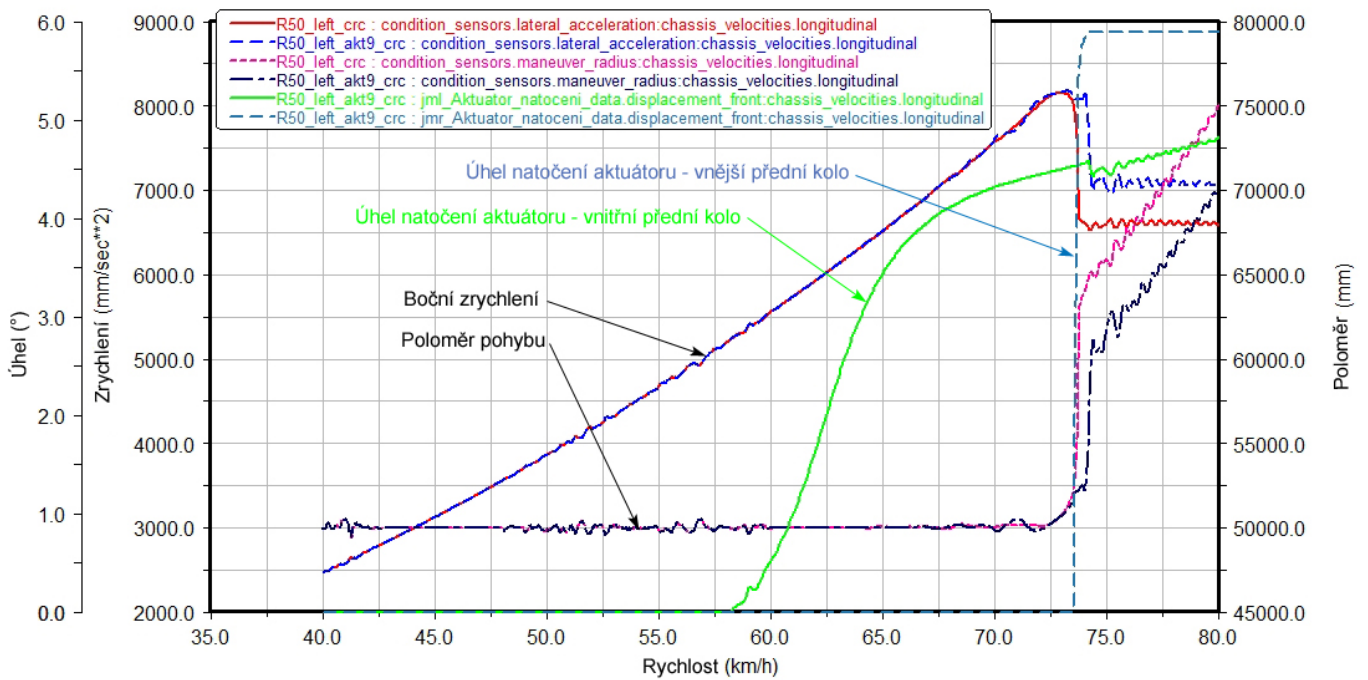


Průběh bočního zrychlení, poloměru pohybu – detail (R30):

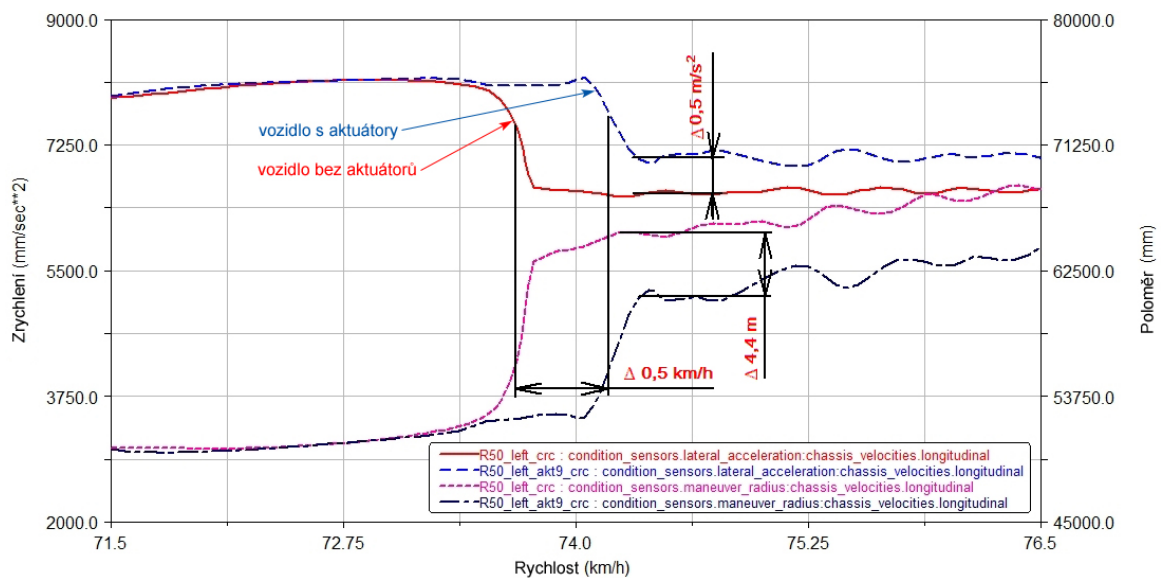


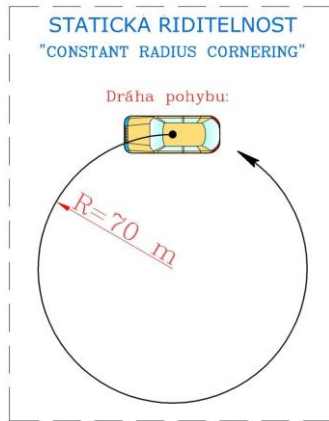


Průběh bočního zrychlení, poloměru pohybu a natočení aktuatorů (R50):

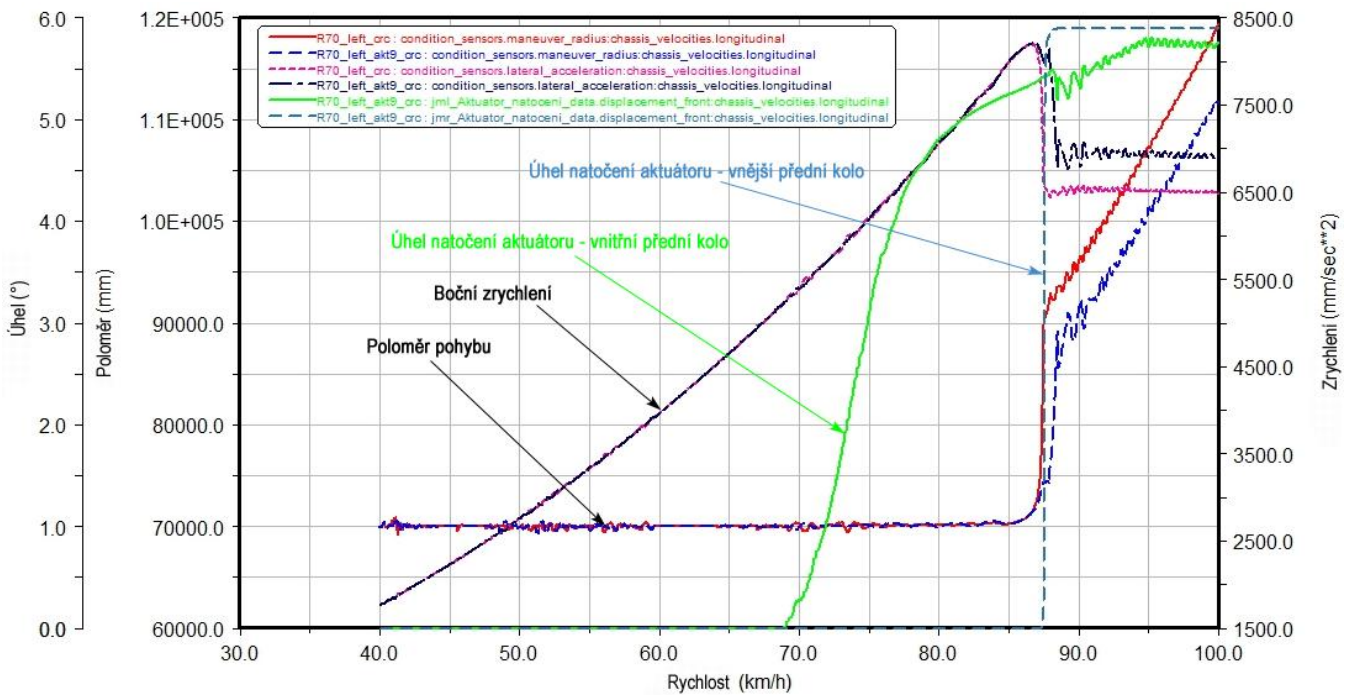


Průběh bočního zrychlení, poloměru pohybu – detail (R50):

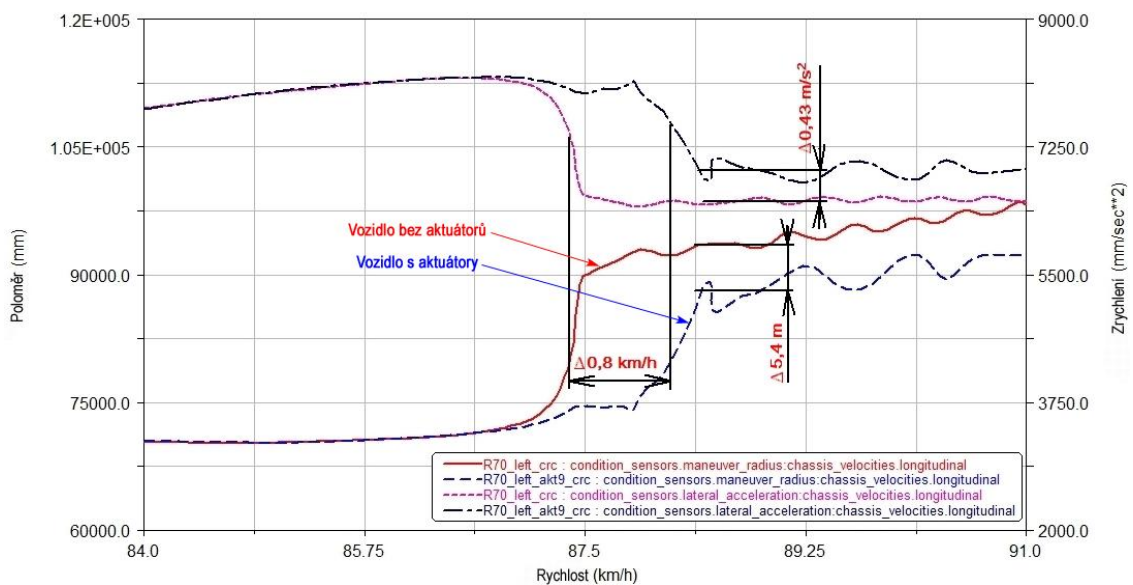




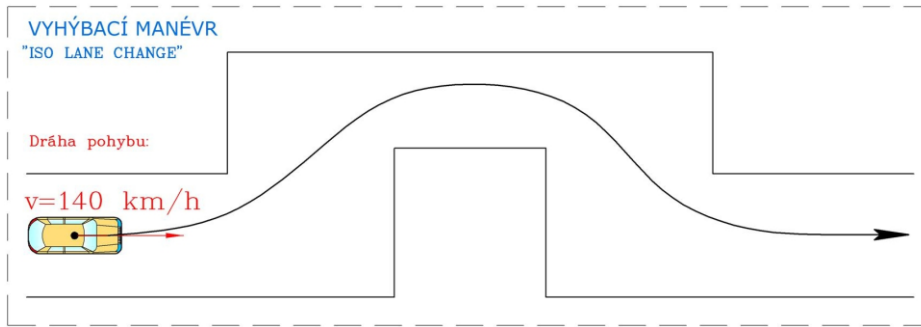
Průběh bočního zrychlení, poloměru pohybu a natočení aktuatorů (R70):



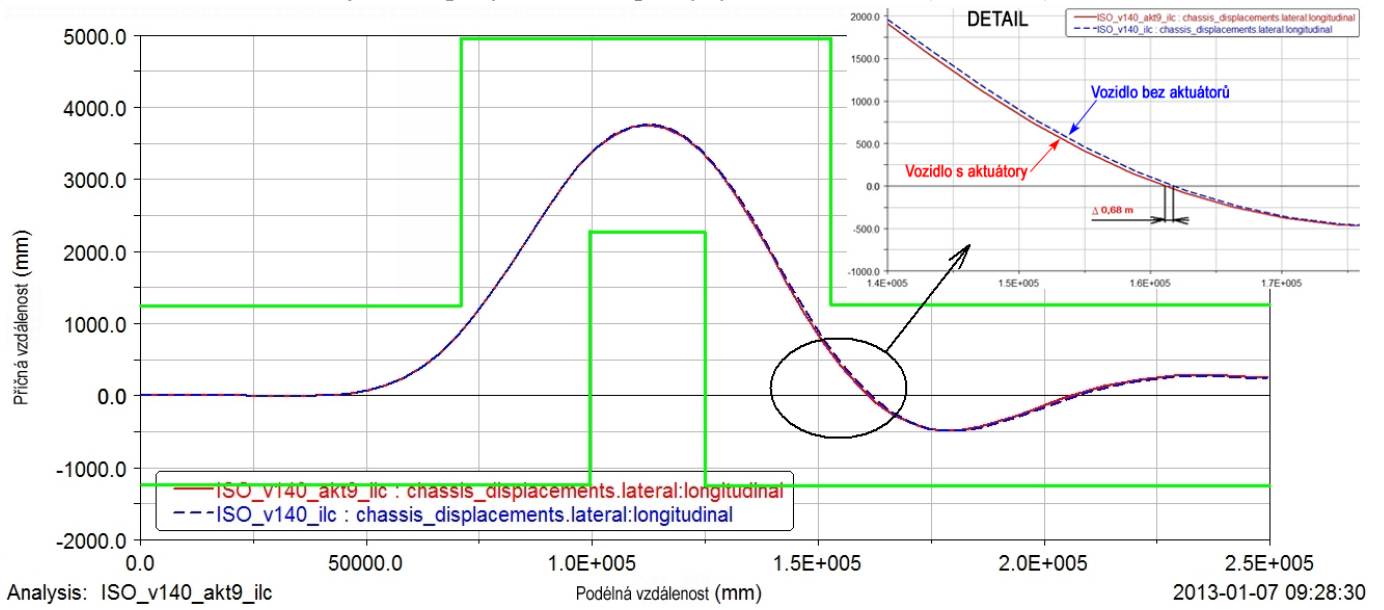
Průběh bočního zrychlení, poloměru pohybu – detail (R70):

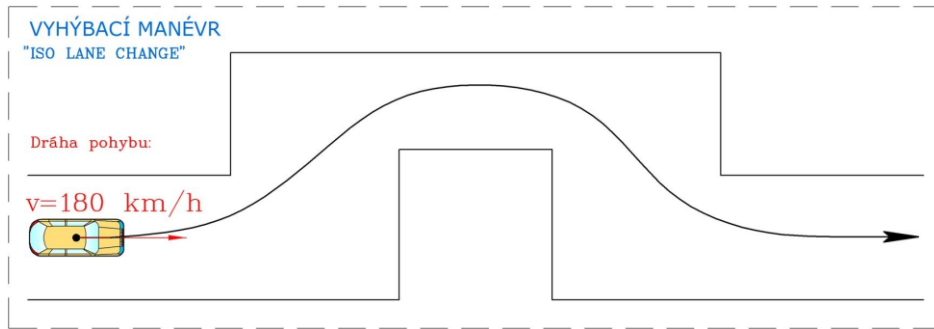


PŘÍLOHA č. 10 – Výsledky provedených simulací vyhýbacího manévru

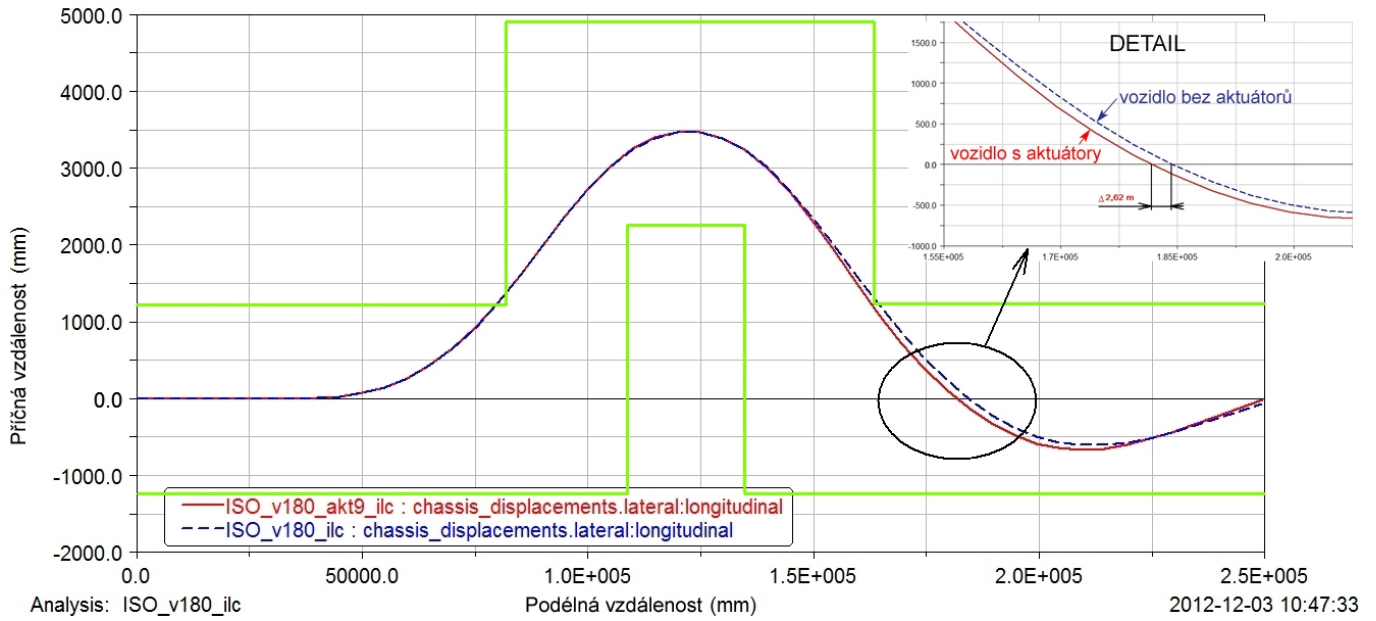


Trajektorie pohybu vozidla při vyhýbacím manévru (140 km/h):

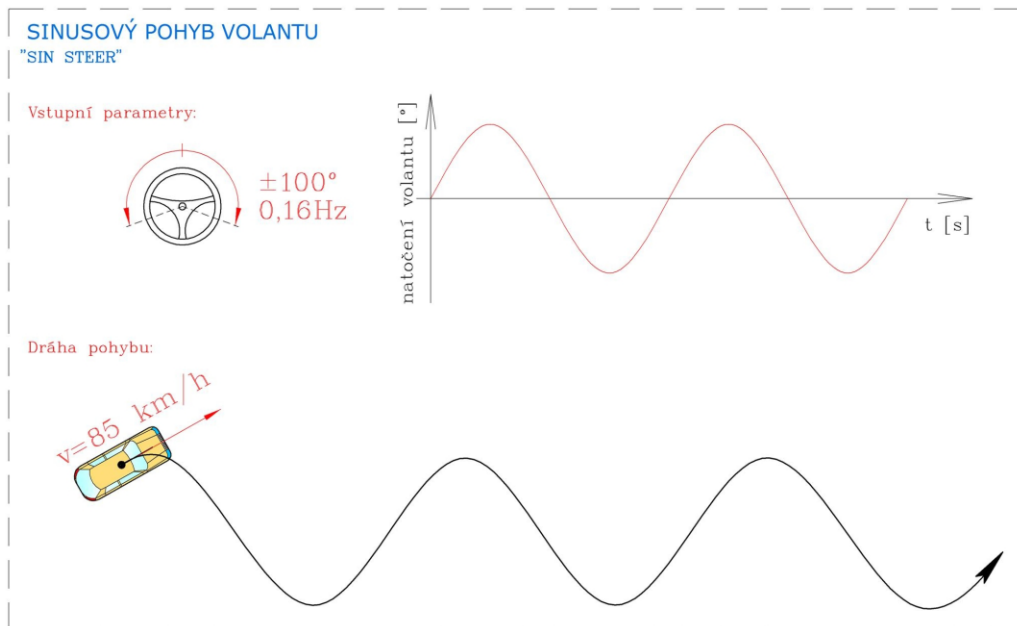




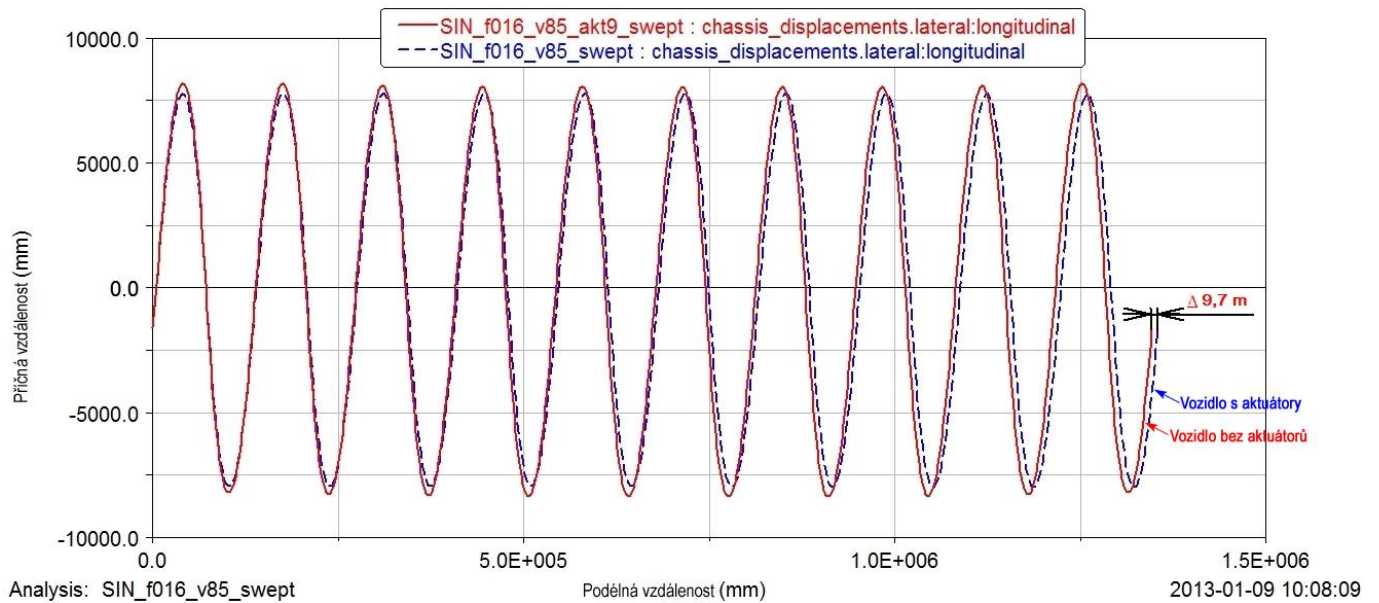
Trajektorie pohybu vozidla při vyhýbacím manévru (180 km/h):

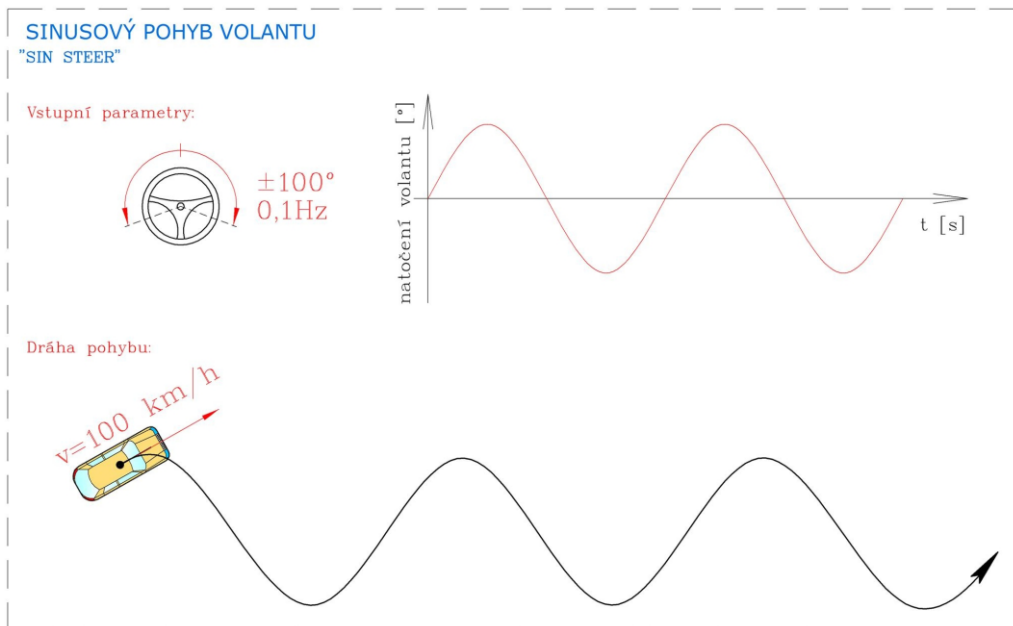


PŘÍLOHA č. 11 – Výsledky provedených simulací pro sinusový pohyb volantu

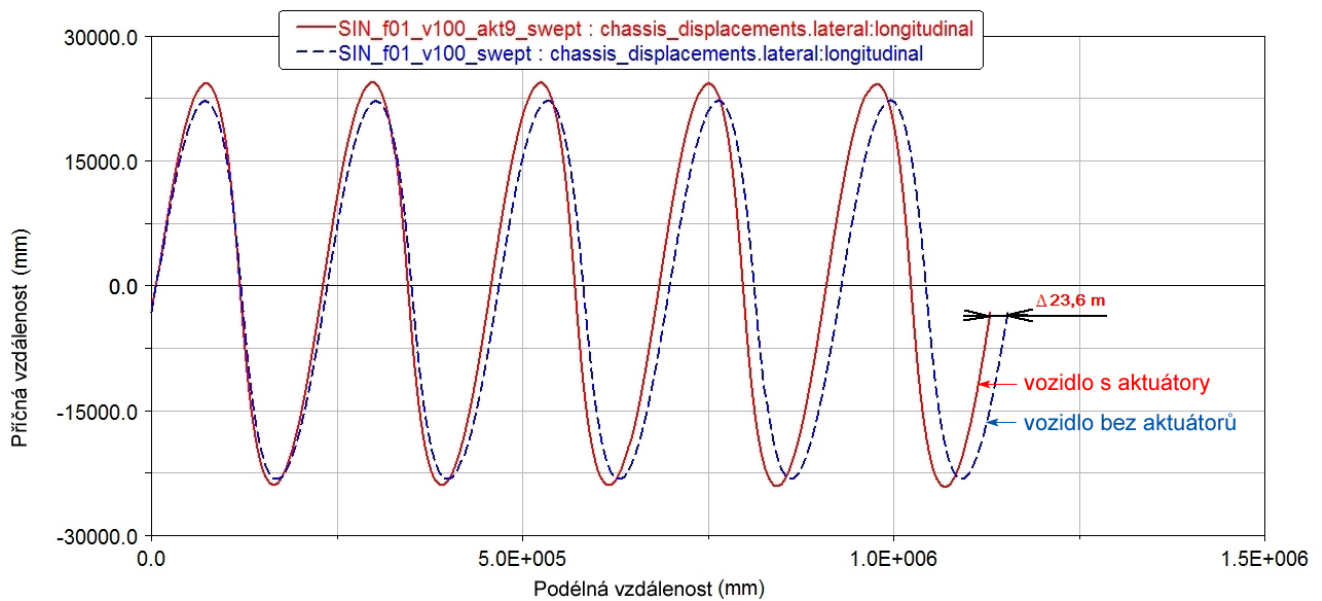


Trajektorie pohybu vozidla při sinusovém pohybu volantu (85 km/h):

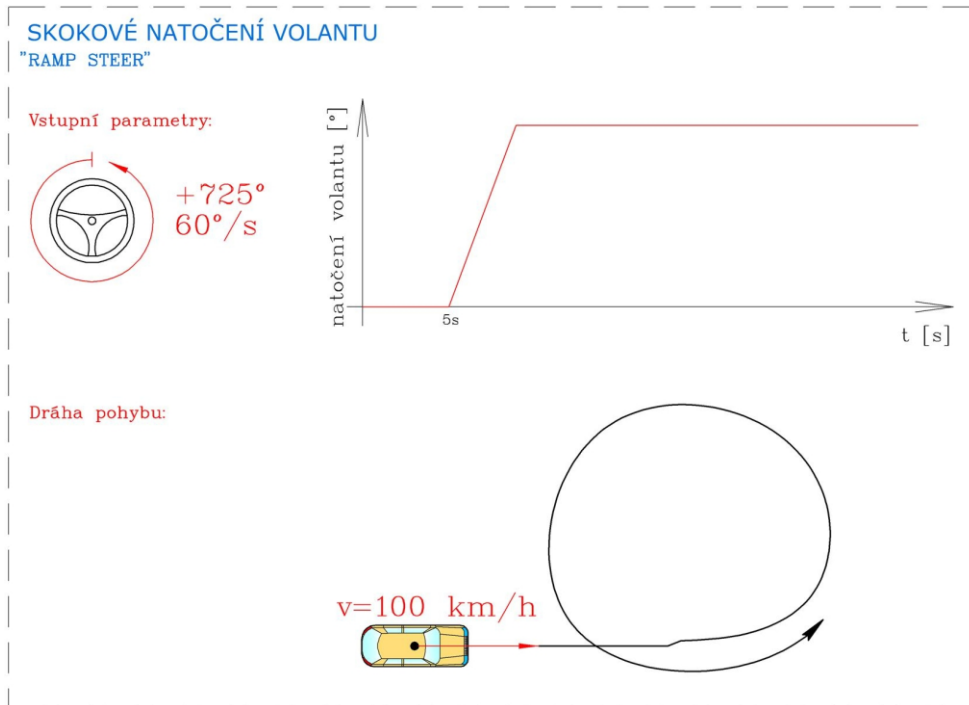




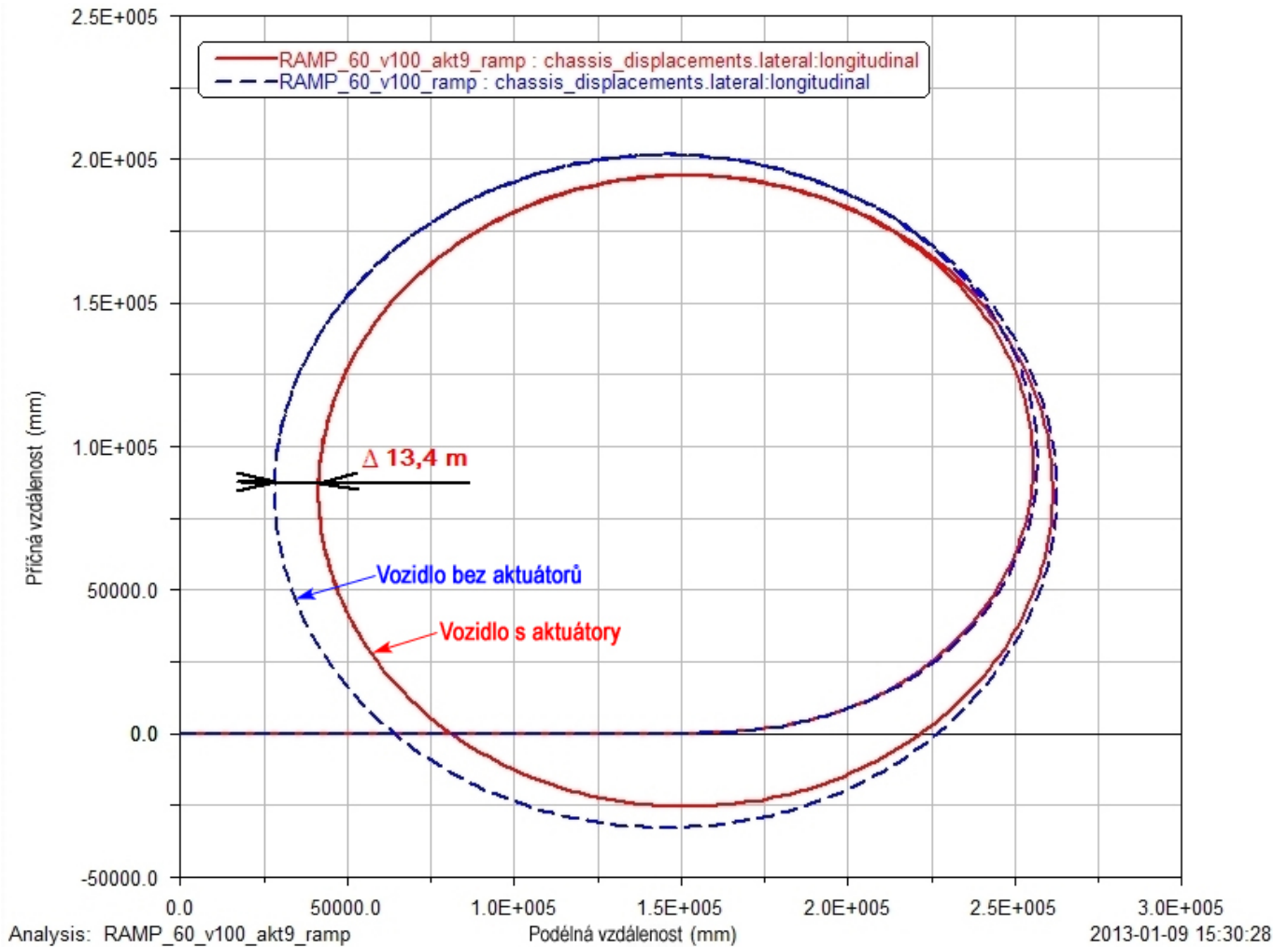
Trajektorie pohybu vozidla při sinusovém pohybu volantu (100 km/h):

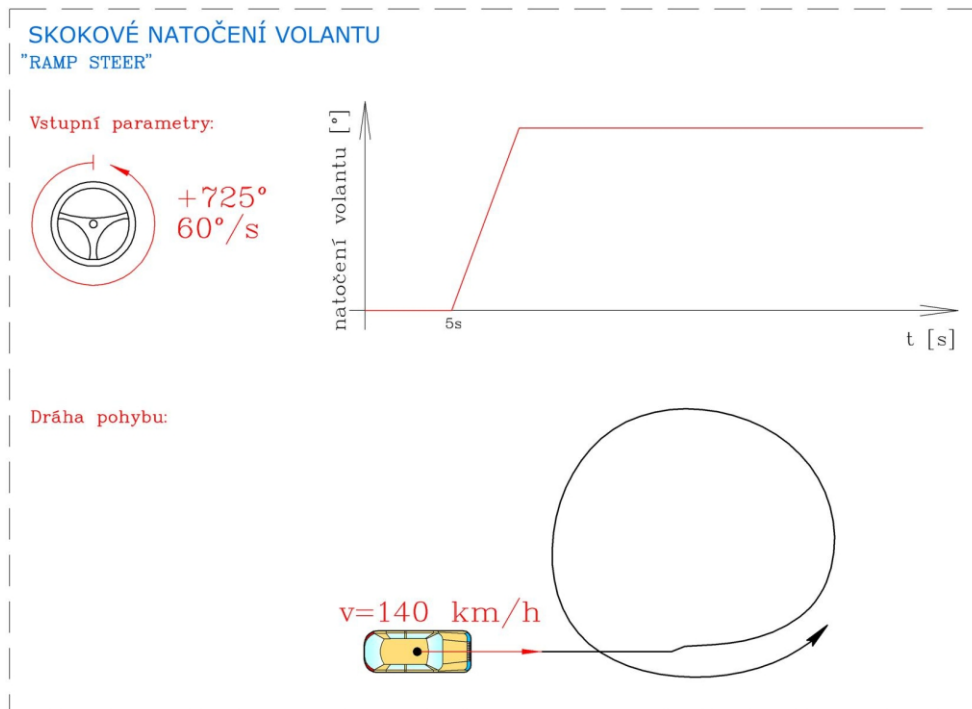


PŘÍLOHA č. 12 – Výsledky provedených simulací pro skokové natočení volantu

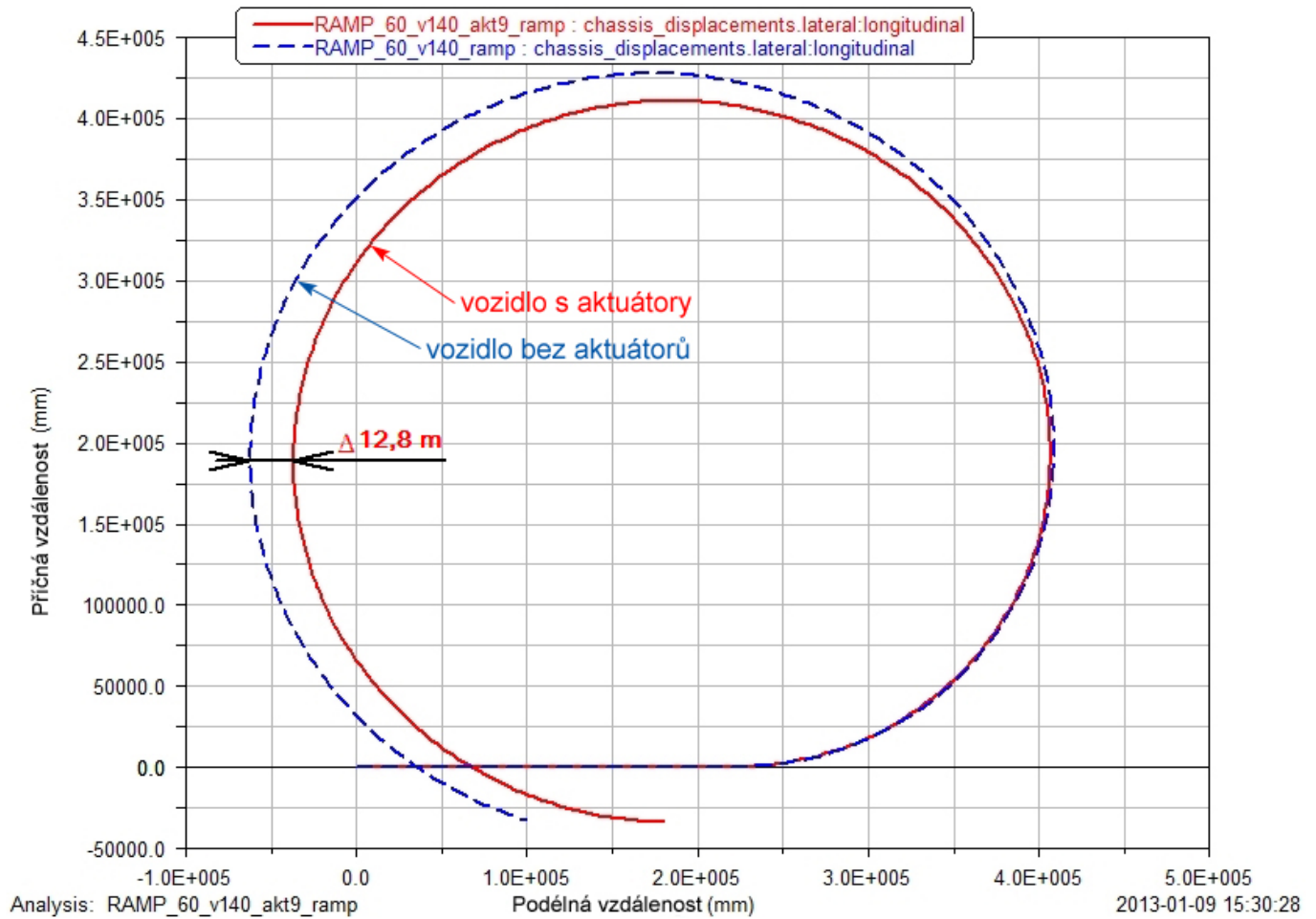


Trajektorie pohybu vozidla při skokovém natočení volantu (100 km/h):

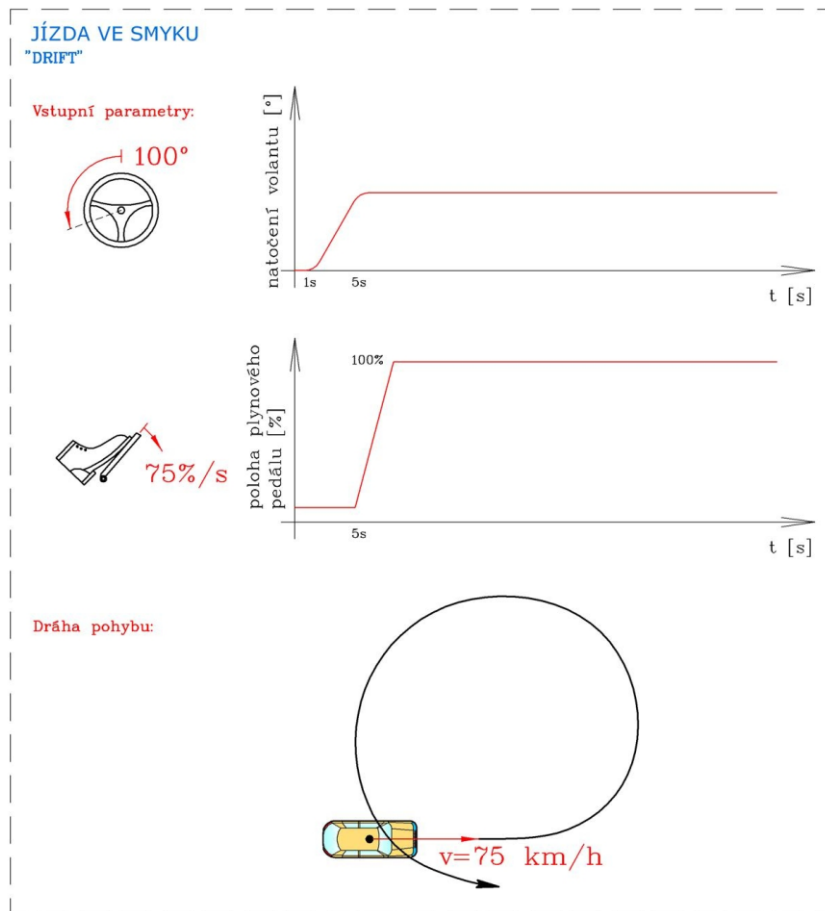




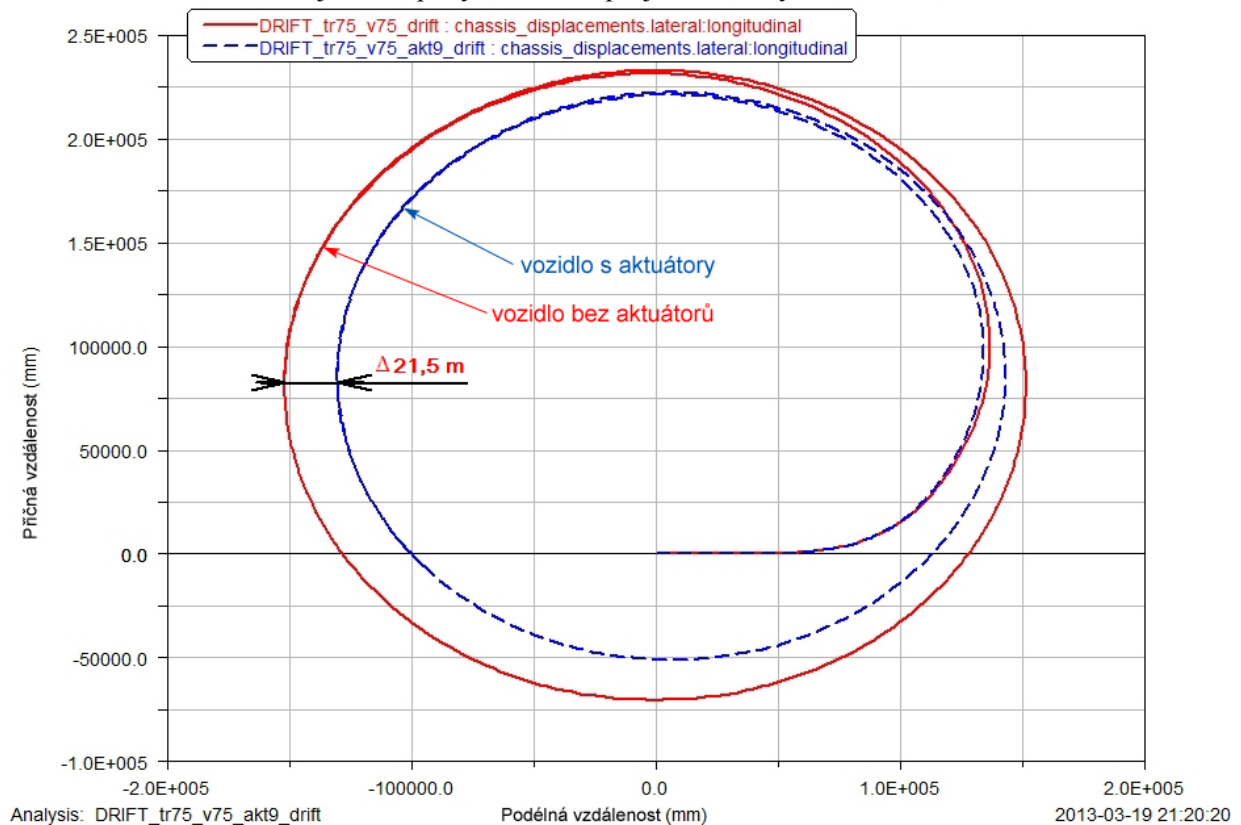
Trajektorie pohybu vozidla při skokovém natočení volantu (140 km/h):

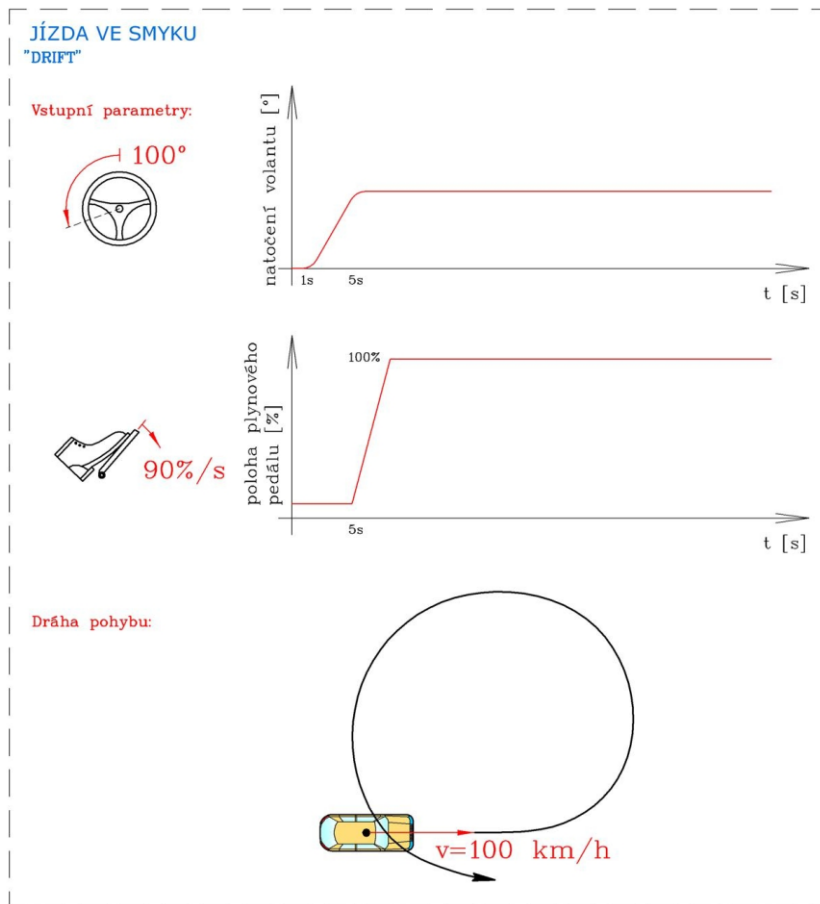


PŘÍLOHA č. 13 – Výsledky provedených simulací jízdy ve smyku

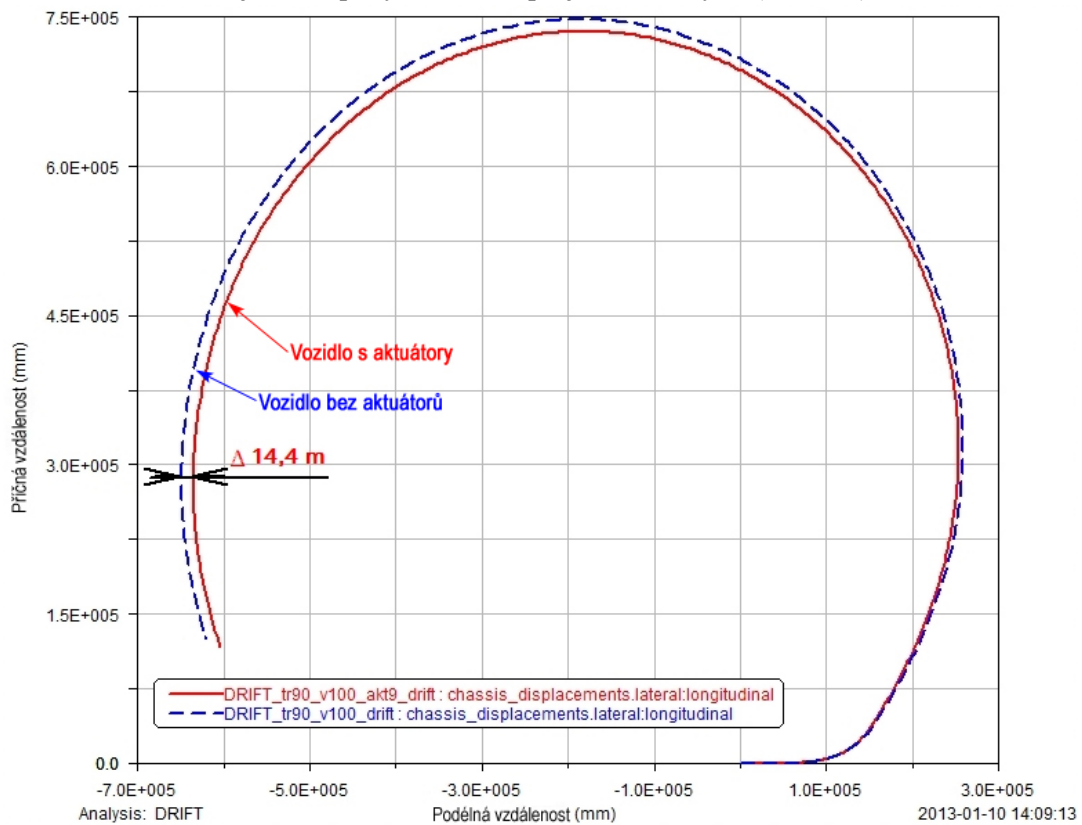


Trajektorie pohybu vozidla při jízdě ve smyku (75 km/h):





Trajektorie pohybu vozidla při jízdě ve smyku (75 km/h):



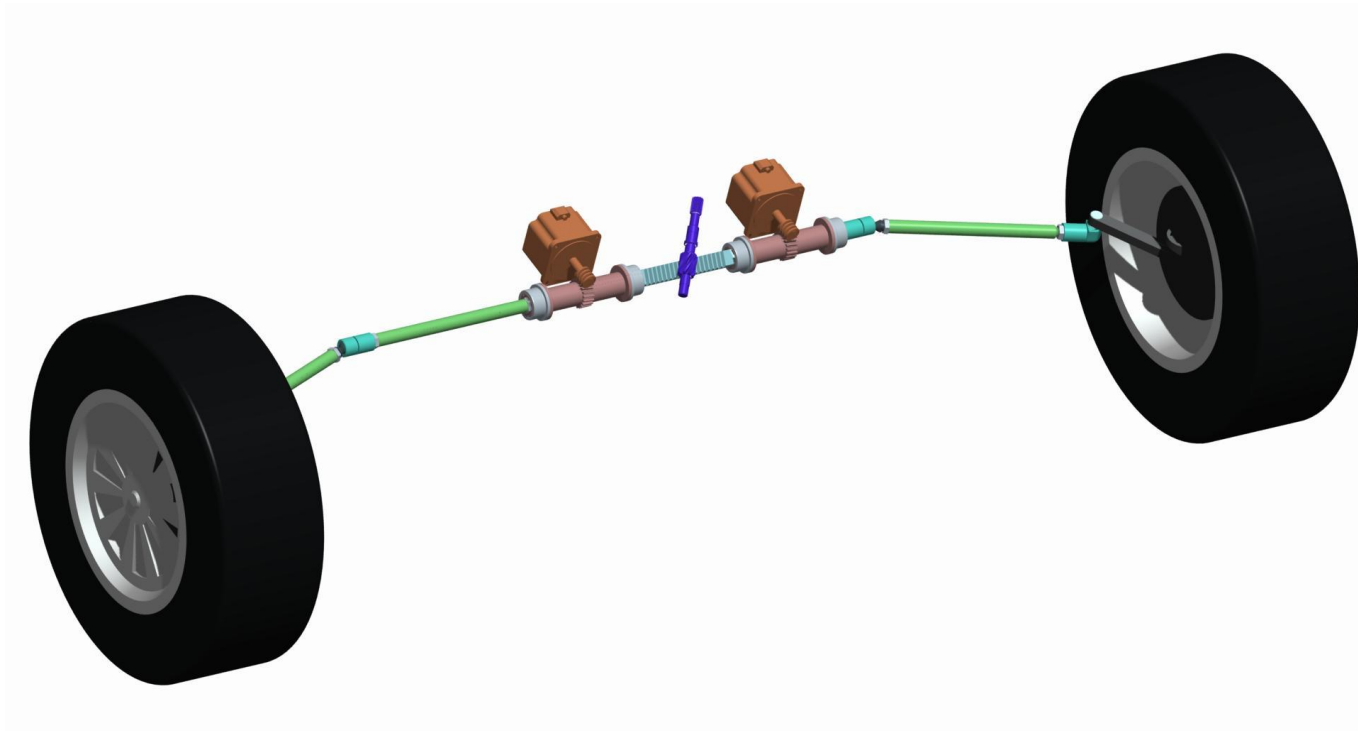
**PŘÍLOHA č. 14 – Multikriteriální hodnocení navržených konstrukčních řešení
pro nezávislé směrové natáčení kol na přední nápravě**

Multikriteriální hodnocení navržených konstrukčních řešení pro realizaci <i>nezávislého směrového natáčení kol na přední nápravě</i>															
Zvolené kritérium	Návrh č.1			Návrh č.2			Návrh č.3			Návrh č.4			Návrh č.5		
	Hodnocení kritéria	Vážený hodnocení kritéria	Hodnocení kritéria	Hodnocení kritéria	Vážený hodnocení kritéria	Hodnocení kritéria	Hodnocení kritéria	Vážený hodnocení kritéria	Hodnocení kritéria	Hodnocení kritéria	Vážený hodnocení kritéria	Hodnocení kritéria	Hodnocení kritéria	Vážený hodnocení kritéria	
	6	1,2	6	10	1,2	10	10	2	2	10	2	10	9	2	
Bezpečnost systému při výpadku energie	0,2	0,24	0,2	0,2	0,24	0,2	0,2	0,24	0,2	0,24	0,2	0,2	0,24	0,2	
Navýšení ceny modifikací standardního systému řízení	0,15	0,225	0,9	8	1,2	8	1,2	1,8	2	3	2	3	0,45	0,675	
Reakční rychlost systému natáčení kol	0,1	0,9	8	2	0,2	2	0,2	0,2	9	0,9	9	0,9	8	0,8	
Prostorová náročnost systému	0,1	0,5	9	7	0,7	7	0,7	0,7	4	0,4	4	0,4	4	0,4	
Vliv na ovládací síly systému řízení a jeho hmotnost	0,1	0,9	3	9	0,3	9	0,9	0,9	9	0,9	9	0,9	7	0,7	
Vliv na přesnost a spolehlivost systému řízení	0,1	1	8	8	0,8	8	0,8	0,8	8	0,8	8	0,8	8	0,8	
Vliv na zvýšení neodpružených hmot	0,1	0,1	10	10	1	10	1	1	10	1	10	1	10	1	
Provozní namáhání akčních členů	0,1	0,2	3	10	0,3	10	1	1	10	1	10	3	3	0,3	
Náročnost na montáž, demontáž a opravy	0,05	0,25	9	9	0,45	9	0,15	0,15	2	0,1	2	0,1	4	0,2	
CELKOVÉ HODNOCENÍ	9	5,35	5	7,1	7,95	1	7,4	3	6,45	6	6,45	6	6,45	6	
POŘADÍ	9	5,35	5	7,1	7,95	1	7,4	3	6,45	6	6,45	6	6,45	6	

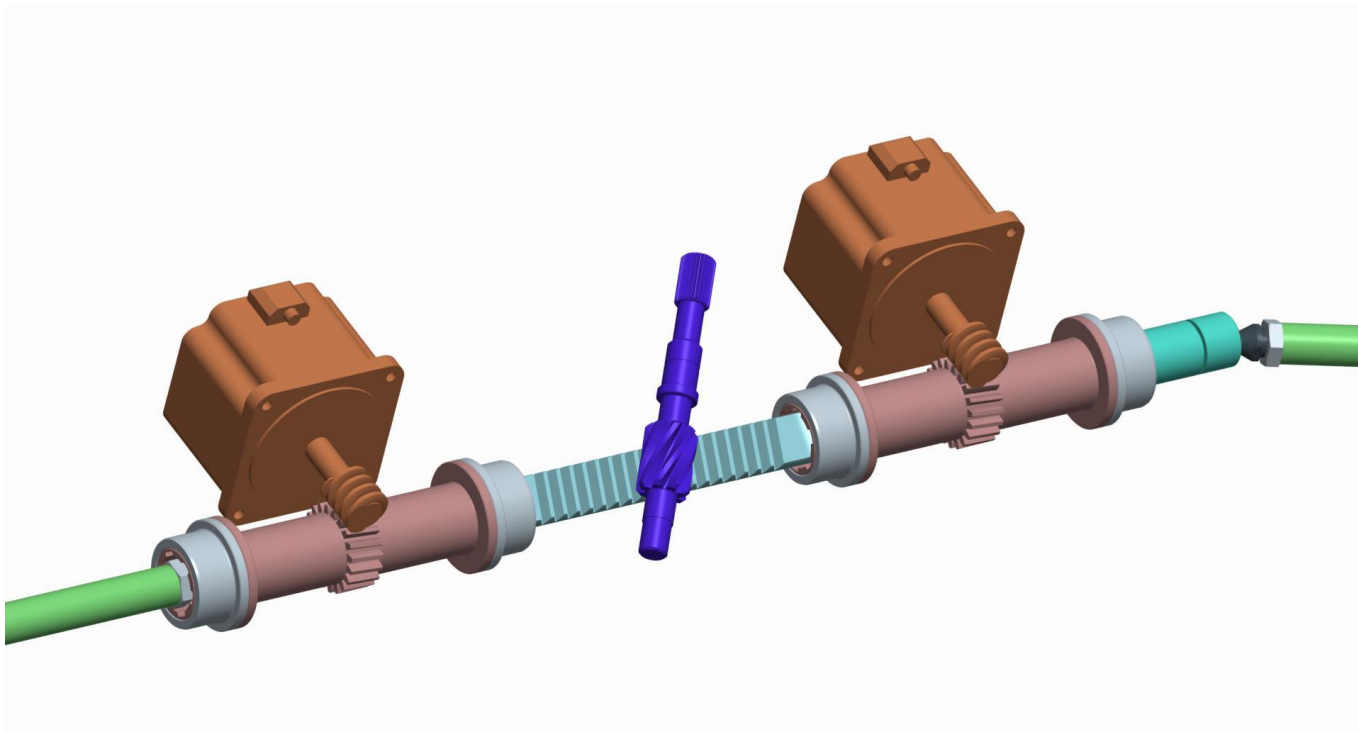
Multikriteriální hodnocení navržených konstrukčních řešení pro realizaci <i>nezávislého směrového natáčení kol na přední nápravě</i>												
Zvolené kritérium	Návrh č.6			Návrh č.7			Návrh č.8			Návrh č.9		
	Hodnocení kritéria	Vážený hodnocení kritéria	Hodnocení kritéria	Hodnocení kritéria	Vážený hodnocení kritéria	Hodnocení kritéria	Hodnocení kritéria	Vážený hodnocení kritéria	Hodnocení kritéria	Hodnocení kritéria	Vážený hodnocení kritéria	
	10	2	10	9	1,8	9	9	1,8	9	1,8	1,8	
Bezpečnost systému při výpadku energie	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	
Navýšení ceny modifikací standardního systému řízení	0,15	0,3	2	4	0,6	4	0,6	0,6	3	0,45	0,45	
Reakční rychlost systému natáčení kol	0,1	0,4	4	10	1	10	1	1	10	1	1	
Prostorová náročnost systému	0,1	0,3	2	8	0,2	8	0,2	0,2	7	0,7	0,7	
Vliv na ovládací síly systému řízení a jeho hmotnost	0,1	0,4	4	8	0,4	8	0,4	0,4	7	0,7	0,7	
Vliv na přesnost a spolehlivost systému řízení	0,1	0,4	4	8	0,4	8	0,4	0,4	8	0,8	0,8	
Vliv na zvýšení neodpružených hmot	0,1	1	10	10	1	10	1	1	10	1	1	
Provozní namáhání akčních členů	0,1	1	10	10	1	10	1	1	5	0,5	0,5	
Náročnost na montáž, demontáž a opravy	0,05	0,1	2	8	0,4	8	0,4	0,4	7	0,35	0,35	
CELKOVÉ HODNOCENÍ	7	5,9	8	7,7	2	7,3	4	7,3	4	7,3	4	
POŘADÍ	7	5,9	8	7,7	2	7,3	4	7,3	4	7,3	4	

**PŘÍLOHA č. 15 – Renderová vizualizace vybraného konstrukčního řešení
pro nezávislé směrové natáčení kol na přední nápravě**

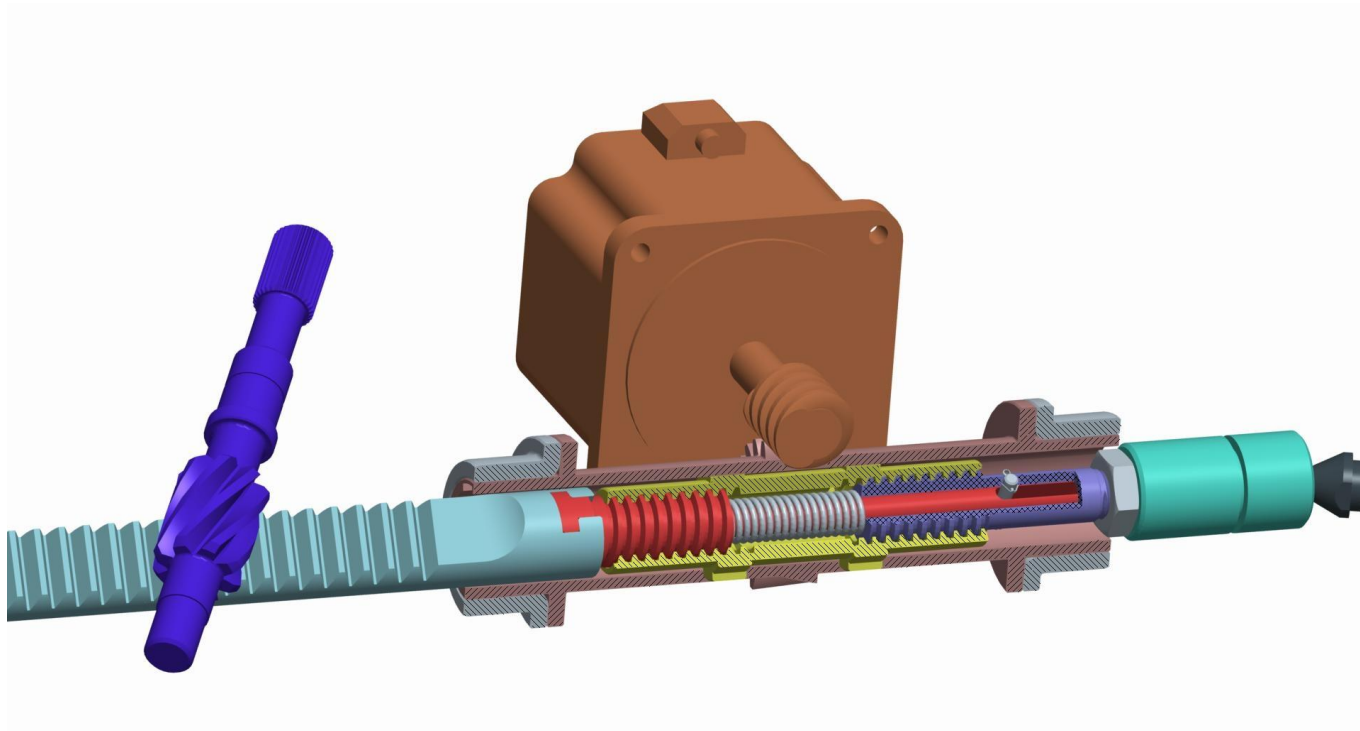
Celkový pohled na mechanismus řízení:



Pohled na mechanismus umožňující nezávislé směrové natáčení kol:



Pohled na mechanismus umožňující nezávislé směrové natáčení kol v částečném řezu:



Pohled mechanismu umožňujícího nezávislé směrové natáčení kol v rozloženém stavu:

