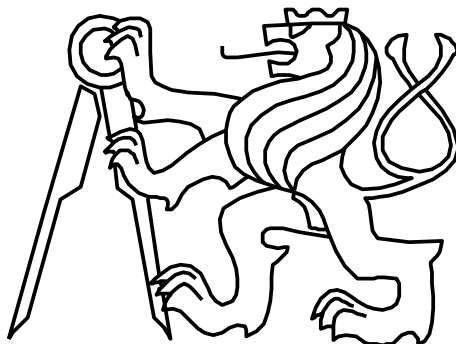


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ v Praze

Fakulta dopravní



Bc. Jaromír Zubák

Diplomová práce

Porovnání dynamických vlastností vozidel různých koncepcí

Comparison of dynamics characteristics of various concept vehicles

Listopad 2014

## Čestné prohlášení

„Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o etické přípravě vysokoškolských závěrečných prací.“

„Nemám závažný důvod proti užívání tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).“

V Praze dne .....

Podpis autora: .....

## Abstrakt

Diplomová práce se zabývá rešerší existujících koncepcí, speciálně pak pohonů všech kol osobních vozidel. Zaměřuje na konstrukci, princip činnosti a vhodnost použití jednotlivých koncepcí. Počátek práce je věnován vývoji, legislativě, historii, výhodám a nevýhodám tohoto technického řešení. V další části jsou popsány nejpoužívanější koncepce pohonu a porovnání vlastností pohonu 4x4 s pohonem předních či zadních kol pomocí rovnic z teorie dynamiky vozidel. Dále je posouzen vliv na jízdní vlastnosti pohonu všech kol a jeho zhodnocení pomocí dvoustopého dynamického modelu vozidla, který je programován v prostředí programu Simulink. Konec práce obsahuje shrnutí získaných informací a úvahu, jakým směrem se bude pohon všech kol ubírat v následujících letech.

Klíčová slova: Pohon všech kol, adheze, diferenciál, rozvodovka, spojka, uzávěrka, teorie dynamiky, lineární model, dvoustopý model...

## Abstract

This thesis deals with summary of existing concepts, especially the all-wheel drive cars. It focuses on the design, principles of operation and suitability of each concept. Beginning of work is dedicated to the development, legislation, history, advantages and disadvantages of this technical solution. The next section describes the most common design of the drive and comparing the performance of 4x4 with front or rear wheel with the equations of the theory of vehicle dynamics. Further assessment of the impact on driving performance all-wheel drive and its evaluation using a two-track dynamic vehicle model, which is programming in Simulink. End of work contains a summary of the information obtained and consider what direction it will go all-wheel drive in the coming years.

Keywords: All-wheel drive, adhesion, differential, final gear, clutch, axle lock, two-track dynamic vehicle model ...

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat všem, kteří se podíleli na tvorbě mé diplomové práce. Zejména bych rád poděkoval prof. Ing. Jiřímu Firstovi a Ing. Josefu Míkovi za cenné rady a připomínky během celého studia. V neposlední řadě děkuji mé rodině za trvalou podporu při studiu i tvorbě této práce.

## Obsah

Úvod.....	7
1 Základní koncepční řešení automobilů.....	10
1.1 Klasická koncepce .....	10
1.2 Zkrácená koncepce s předním pohonem.....	12
1.2.1 Motor podélně uložený před diferenciálem a nápravou .....	13
1.3 Zkrácená koncepce se zadním pohonem .....	13
1.4 Koncepce 4x4 .....	14
2 Rozdělení systémů pohonu 4x4.....	15
3 Historie pohonu všech kol .....	20
4 Popis základních částí převodového ústrojí pohonu 4x4.....	24
4.1 Rozvodovka .....	24
4.1.1 Stálý převod.....	24
4.2 Diferenciál .....	25
4.3 Volnoběžky.....	27
4.4 Rozdělovací převodovky .....	28
5 Stálý pohon všech kol.....	29
5.1 Centrální diferenciál .....	29
5.1.1 Šnekový samosvorný diferenciál Torsen.....	30
5.2 Viskózní spojka.....	33
5.2.1 Konstrukce viskózní spojky .....	34
5.2.2 Princip činnosti.....	34
6 Samočinně připojitelný pohon všech kol .....	35
6.1 Mezinápravová spojka Haldex.....	36
6.1.1 Princip činnosti a konstrukce.....	36
6.1.2 Hlavní výhody mezinápravové spojky Haldex:.....	39
7 Manuálně přiřaditelný pohon druhé nápravy.....	39

7.1	Uzávěrka diferenciálu .....	40
7.1.1	Princip činnosti .....	40
7.2	Hlavní výhody manuálně přiřaditelného pohonu druhé nápravy.....	41
8	Příklady pohonu všech kol u osobních automobilů.....	41
8.1	BMW xDrive .....	41
8.2	Subaru VDC (VTD).....	43
9	Teorie dynamiky jízdy.....	45
9.1	Vliv druhu pohonu na podélnou dynamiku jízdy .....	46
9.1.1	Pohon přední nápravy .....	47
9.1.2	Pohon zadní nápravy .....	48
9.1.3	Pohon všech kol.....	49
9.2	Směrová dynamika jízdy .....	51
9.3	Dynamický model vozidla .....	53
9.4	Statická říditelnost vozidla.....	56
9.4.1	Říditelnost vozidla – přetáčivost a nedotáčivost <b>Chyba! Záložka není definována.</b>	
9.4.2	Vliv výběru hnací nápravy na směrovou dynamiku .....	62
9.5	Naklápění vozidla .....	64
10	Vytvoření dynamického nelineárního dvoustopého rovinného modelu automobilu...	69
10.1	Matematický popis systému .....	69
10.2	Sestavení dynamického modelu v programu Simulink.....	71
10.2.1	Použité veličiny a jejich hodnoty .....	72
10.2.2	Vlastní simulace .....	73
10.2.3	Výsledky simulace a jejich zhodnocení.....	77
11	Závěr.....	81

## Seznam zkratek

Zkratka	Název
ABS	Anti-lock Braking System
AWD	All Wheel Drive
CAN	Controller Area Network
DSC	Dynamic Stability Control
ECU	Electronic Control unit
ESP	Electronic Stability Program
EŘJ	Elektronická řídicí jednotka
FWD	Front Wheel Drive
SH-AWD	Super Handling - All Wheel Drive
RWD	Rear Wheel Drive
VDC	Vehicle Dynamics Control
VTD	Variable Torque Distribution





## Úvod

U silničních vozidel jsou důvody pro zavedení pohonu pouze jedné nápravy zcela ekonomického a prostorového rázu, jelikož odpadají další konstrukční součástky - mezinápravový diferenciál, kloubový spojovací hřídel, druhý diferenciál a hnací hřídele. Jelikož součinitel adheze mezi pneumatikou a krytem vozovky je u suché vozovky ve velké míře pohybuje u kolem hodnoty 0,9 a na mokré vozovce málokdy klesne pod hodnotu 0,6, zpravidla dostačuje pohon pouze jediné nápravy. Tím lze bez jakýchkoliv komplikací dosáhnout při rozjezdu akcelerace přes 3 metry za sekundu. Toto zrychlení je plně dostačující a je značně nad normálním zrychlením kolem 1 až 2 metrů za sekundu (máme tedy i značnou rezervu). Sportovní vozy s vysokým výkonem a nízkým zatížením hnací nápravy mohou mít problém při prudké akceleraci na mokré vozovce, jelikož přes nízký součinitel adheze nestíhají zajistit přenos obvodové síly, čímž dochází k prokluzu hnacích kol. Na vozovce pokryté sněhem nebo ledem (součinitel adheze kolem 0,1 až 0,3), jsou při rozjezdu nebo při jízdě do svahu patrné nedostatky pohonu pouze jedné nápravy. V těchto situacích nastává příhodná chvíle pro použití pohonu všech kol. Pohon všech kol může být permanentní nebo připojitelný (manuálně, elektronicky).

V mé práci budu porovnávat dynamické vlastnosti různých koncepcí automobilů, zejména však obvyklých silničních typů automobilů, se kterými se můžeme setkat v běžném provozu. Na začátku mé diplomové práce rozeberu problematiku koncepce 4x4 a jejich různých systémů a poté provedu srovnání jednotlivých koncepcí. Pohon obou náprav (AWD, 4WD, 4x4) zabezpečuje vozidlům jízdu i v nepředvídaných silničních podmínkách, kterým jsou celoročně vystavovány. Tato vozidla jsou chtěným zbožím hlavně v oblastech s častým výskytem sněhové pokrývky jako jsou například Alpy, kde se jezdí nejen po dálnicích, ale i po horských klikatých silničkách za velice rychle střídajících se klimatických podmínek. Oblibě se těší samozřejmě i v horských a podhorských oblastech České Republiky, kde je vyšší četnost sněhových srážek během zimního období. Jmenovitě např. Jizerské hory, Krkonoše, Šumava apod. Obdobný charakter jakožto silniční automobily s pohonem všech kol mají vozidla pro volný čas (SUV). Stavbou a návrhem podvozku se mnohdy podobají silničním sedanům, tvarem a uspořádáním karoserií se podobají terénním kombi.

# 1 Základní koncepční řešení automobilů

Koncepce je uspořádání hnacího mechanismu (spalovací motor, spojka, převodovka) vzhledem k poloze hnací nápravy.

## 1.1 Klasická koncepce

U této koncepce jsou motor, spojka a převodovka jsou umístěny v oblasti přední nápravy. Výkon a točivý moment se přenášejí kloubovým spojovacím hřídelem a rozvodovkou na kola zadní hnací nápravy. Toto uspořádání používají vozy BMW, Mercedes - Benz, aj.

Motor s převodovkou umístěný v přední části vozu zatěžuje žadáním způsobem přední nápravu, která je rejdová. Pro lepší rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravu bývá motor často umístěn až za přední nápravu. Převodovka, která je umístěna podélně, umožňuje snadné řazení a poskytuje optimální účinnost převodovky. Další velká přednost této koncepce je snadná zástavba automatické převodovky. I při použití motorů s velkým zdvihovým objemem je u klasické koncepce dostatek prostoru mezi podběhy kol. Díky velkému prostoru v přední části vozidla se naskýtá možnost použít i prostorově náročné protihlukové opatření motoru, což má zejména vliv u vznětových motorů, které jsou hlučnější.

Výhody:

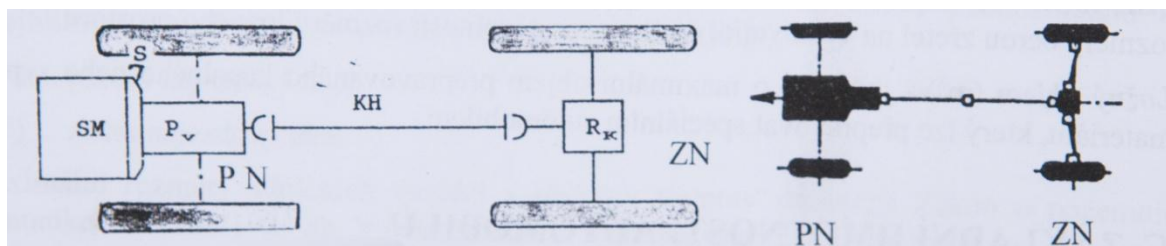
- délka motoru je téměř neomezena
- menší zatížení zavěšení motoru, jelikož je zachycován nejvyšší točivý moment motoru násobený převodem na nejnižší rychlostní stupeň (rozvodovka se stálým převodem je umístěna u zadní nápravy).
- hluková izolace motoru je jednoduchá
- výfukové potrubí má dostatečnou délku pro umístění katalyzátoru a tlumících elementů
- vhodné přední deformační zóny v kombinaci s pružně uloženým motorem
- možnost jednoduché konstrukce přední nápravy
- dostatek místa pro řídicí ústrojí
- účinné chlazení
- při plném zatížení automobilu velmi dobrá adheze

- při plném zatížení automobilu je přední a zadní náprava rovnoměrně zatížena
- relativně velký zavazadlový prostor
- poměrně snadný přístup k motoru a převodovce

Nevýhody:

- nestabilní udržování přímého směru, které lze eliminovat vhodným nastavením geometrie přední nápravy
- u nezátíženého automobilu horší stoupavost při nízké adhezi
- v kabině pro cestující tunel pro kloubový spojovací hřídel
- nepříznivý poměr mezi celkovou délkou vnitřního prostoru a celkovou délkou vozidla

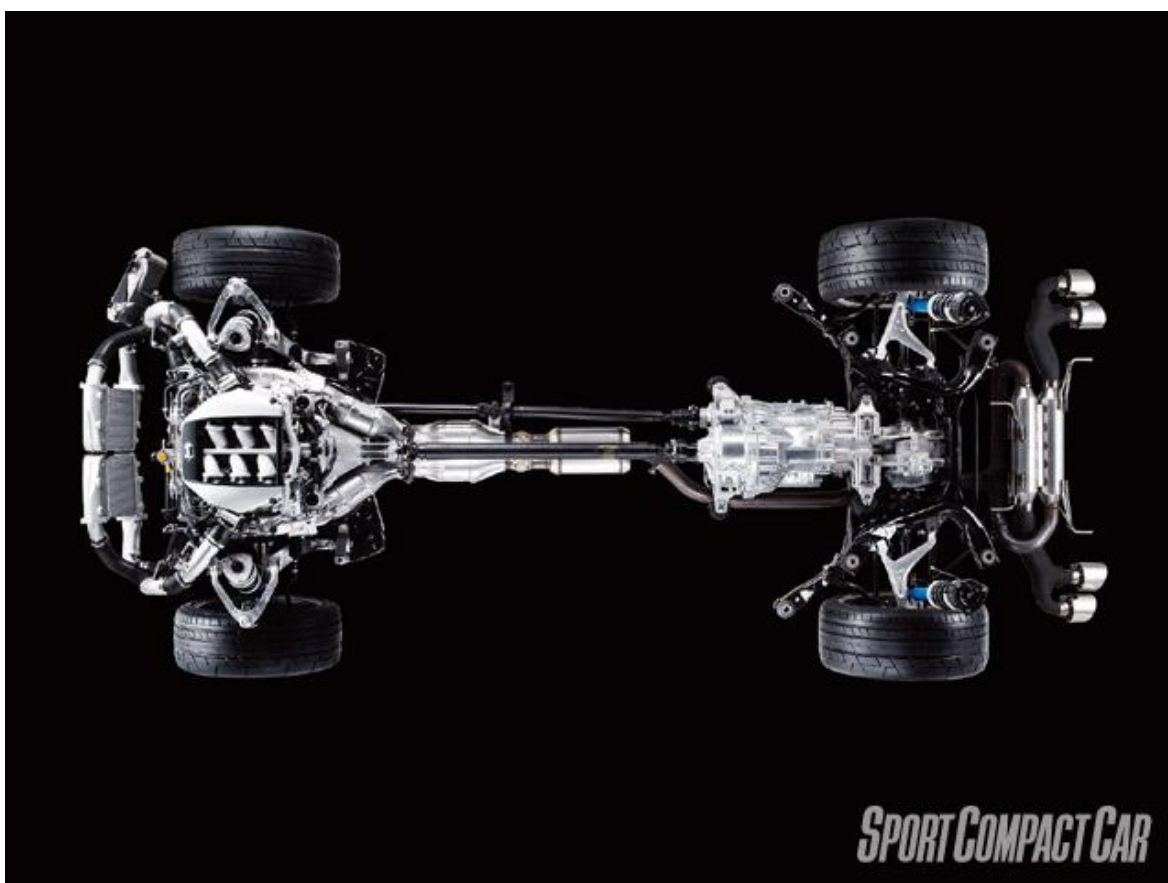
**Obr. 1** Schéma klasické koncepce



Zdroj: SEKAL, Vlastimil, *Doprava a přeprava.*, SPŠ S a E, Ústí nad Labem 2004, str. 242

Modifikací klasické koncepce je Transaxle, kde se převodovka a většinou i spojka přesunula do oblasti zadní hnací nápravy. Některé typy vozidel mají spojku umístěnou u motoru, což způsobuje nevýhodu v tom, že při řazení musí být kloubový spojovací hřídel zpomalen či zrychlen společně s převodovkou. Toto řešení můžeme nalézt u některých vozů Porsche. Výhodou je rovnoměrnější zatížení přední a zadní nápravy. Transaxle se spojkou u zadní nápravy je použit na vozech Lancia a Alfa Romeo a v současné době Nissan GTR.

Obr. 2 Transaxle Nissan GTR



Zdroj: [online]. [cit. 2014-11-09]. DOI: [http://4.bp.blogspot.com/-CSIchNP0I7w/UGQozUTgxBI/AAAAAAAAADU/fUndxM\\_yNig/s400/sccp\\_0812\\_02\\_z%252525252525Bfastest\\_transmission\\_tech%252525252525Bnissan\\_gtr.jpg](http://4.bp.blogspot.com/-CSIchNP0I7w/UGQozUTgxBI/AAAAAAAAADU/fUndxM_yNig/s400/sccp_0812_02_z%252525252525Bfastest_transmission_tech%252525252525Bnissan_gtr.jpg)

## 1.2 Zkrácená koncepce s předním pohonem

U této koncepce je vozidlo taženo, tím vzniká stabilní stav mezi hnací a setrvačnou silou. Zkrácená přední koncepce vznikla z klasické koncepce, přičemž pohon nápravy, rozvodovka s diferenciálem byly přemístěny do oblasti přední nápravy. Podle uspořádání motoru existuje 5 koncepcí:

- motor podélně uložený před diferenciálem a nápravou
- motor podélně uložený za diferenciálem a nápravou
- motor podélně uložený nad diferenciálem a nápravou
- motor příčně uložený nad převodovkou
- motor příčně uložený vedle převodovky

### 1.2.1 Motor podélně uložený před diferenciálem a nápravou

Motor podélně uložený před diferenciálem a nápravou zaručuje vysoké zatížení přední nápravy, tím se poloha těžiště posouvá výrazně dopředu. Velké zatížení přední nápravy je výhodné pro lepší jízdní vlastnosti při silném bočním větru a při trakci v zimě.

Nevýhodou jsou poměrně velké síly, které působí na řídicí ústrojí. Tyto síly lze zmenšit použitím posilovače řízení, který je dnes již standardem výbavy.

Tato koncepce je použita u většiny osobních automobilů. Celý hnací mechanismus je v oblasti přední nápravy. Zcela zde odpadá kloubový spojovací hřídel. Spalovací motor může být umístěn podélně nebo příčně.

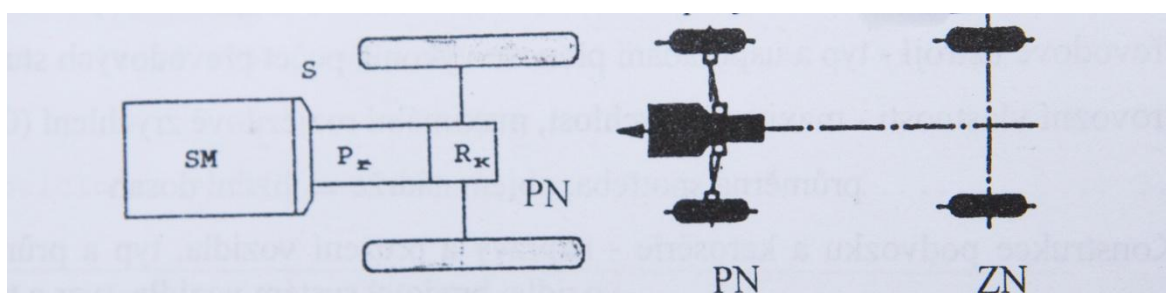
Výhody:

- nižší hmotnost vozidla, velký zavazadlový prostor
- bezpečnější jízda ve směrových obloucích - nedotáčivost
- větší bezpečnost při čelním nárazu

Nevýhody:

- konstrukční složitost přední nápravy
- větší opotřebení pneumatik na přední nápravě
- zmenšení stoupavosti

Obr. 3 Zkrácená přední koncepce s podélně uloženým motorem



Zdroj: SEKAL, Vlastimil, *Doprava a přeprava.*, SPŠ S a E, Ústí nad Labem 2004, str. 242

### 1.3 Zkrácená koncepce se zadním pohonem

Celý hnací mechanismus se nachází v oblasti zadní nápravy, která je nápravou hnací. Kloubový spojovací hřídel odpadá tak, jako u zkrácené přední koncepce. Toto

uspořádání se v dnešní době používá velmi málo. Možno najít na vozech Škoda 105, 120, Porsche.

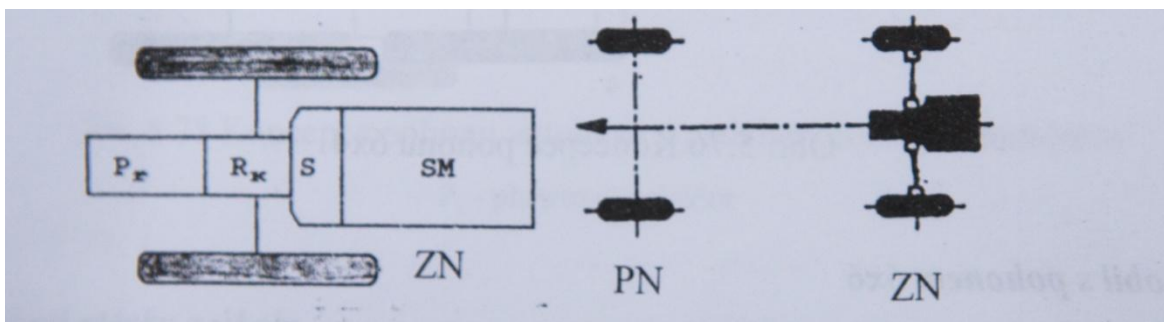
Výhody:

- větší stoupavost
- odpadá tunel kloubového spojovacího hřídele

Nevýhody:

- nerovnoměrné zatížení náprav, obtížnější řešení (těžiště vozidla je posunuto vzad a vozidlo je náchylnější na přetáčivý smyk)
- menší zavazadlový prostor
- obtížnější ovládání spojky a převodovky
- složitější chlazení motoru

**Obr. 4** Zkrácená zadní koncepce s podélně uloženým motorem



Zdroj: SEKAL, Vlastimil, *Doprava a přeprava.*, SPŠ S a E, Ústí nad Labem 2004, str. 243

## 1.4 Koncepce 4x4

Hnací mechanismus je ve velké míře umístěn v oblasti přední nápravy a točivý moment a výkon se přenáší přes přední a zadní nápravu na všechna kola. Slouží především ke zlepšení jízdních vlastností nejen na povrchu se sníženou součinitelem adheze.

Výhodami pohonu 4x4 oproti pohonu pouze jedné nápravy jsou:

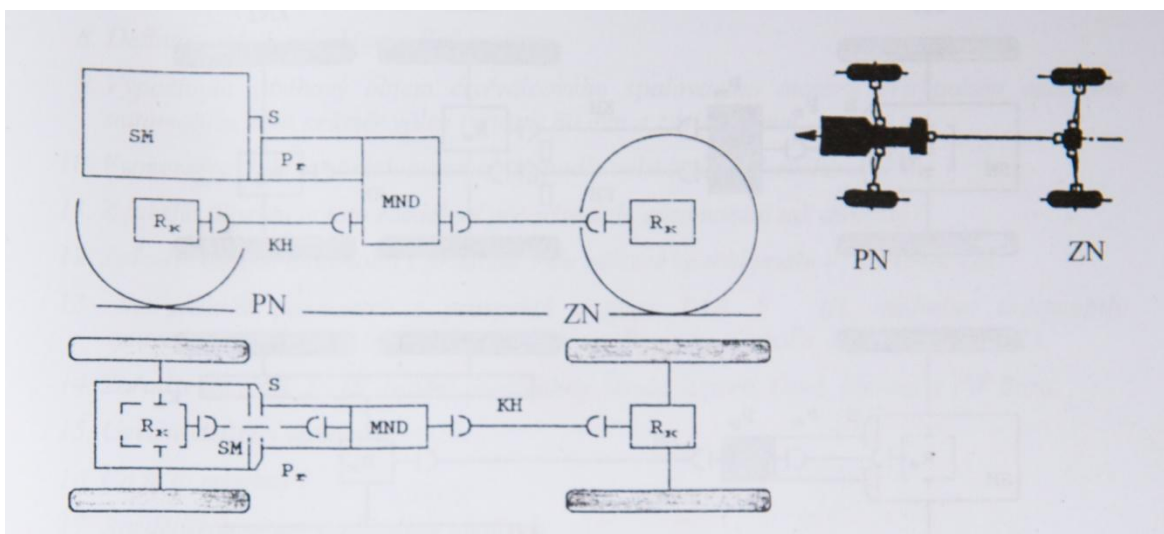
- Lepší trakční schopnosti, především na kluzké vozovce,
- Vysoká schopnost akcelerace u vozidel s motorem o výkonu vyšším než 120 kW,
- Lepší stabilita ve směrovém oblouku,
- Lepší jízdní vlastnosti – vozidlo se chová neutrálně, není přetáčivé ani nedotáčivé,
- Vyšší jízdní bezpečnost vozidla,

- Menší citlivost na boční vítr,
- Vyšší trakční schopnost při rozjezdu,
- Vyšší stoupavost,
- Stejněměrnější opotřebení pneumatik,
- Rovnoměrnější rozdělení zatížení na nápravy,
- Odolnější vůči aquaplaningu,
- Vhodný pro tažení přívěsu.

Nevýhodami jsou:

- Vyšší technická náročnost konstrukce
- Vyšší pořizovací náklady,
- Vyšší hmotnost,
- Vyšší spotřeba paliva o 5-10%,
- Relativní poruchovost

**Obr. 5** Koncepce 4x4



Zdroj: SEKAL, Vlastimil, *Doprava a přeprava.*, SPŠ S a E, Ústí nad Labem 2004, str. 24

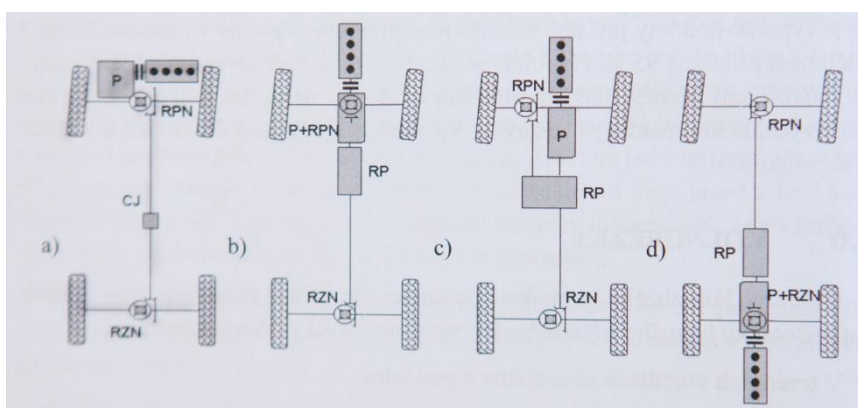
## 2 Rozdělení systémů pohonu 4x4

U osobních a terénních vozidel existuje několik způsobů rozdělení pohonných systémů všech kol. Řešení pohonu všech kol těchto vozidel můžeme rozdělit podle následujících hledisek:

- Podle polohy hnacího agregátu (obr. 6),

- Podle systému pohonu (obr. 7),
- Podle velikosti točivého momentu připadajícího na nápravy (části pohonného řetězce, u nichž se nemění velikost točivého momentu, části řetězce, u nichž může být pohon zcela vyřazen (obr. 8),
- Podle strategie ovládání pohonného systému (obr. 9).

**Obr. 6** Schéma rozdělení pohonu podle polohy hnacího agregátu (P - převodovka, RP - rozdělovací převodovka, RPN - rozvodovka přední nápravy, RZN - rozvodovka zadní nápravy)

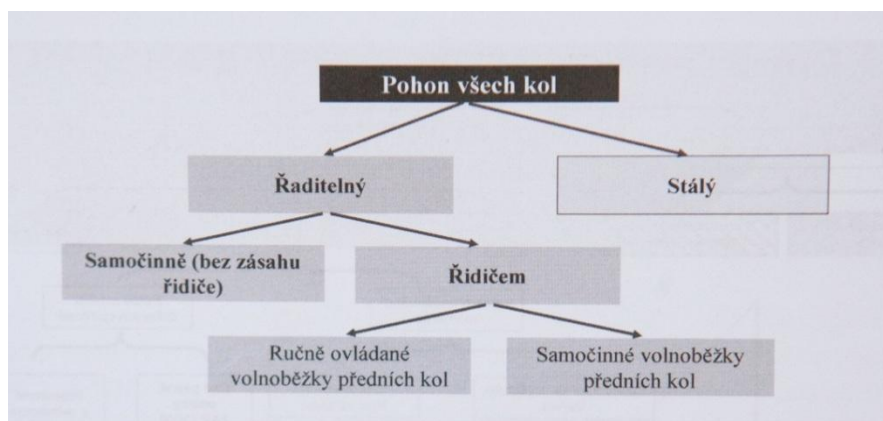


Zdroj: TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 30

- uložení agregátů vpředu napříč. CJ – centrální jednotka zahrnuje například mezinápravový diferenciál, ručně nebo samočinně ovládané spojky, apod.
- podélně uložený agregát nad přední nápravou. Převodovka obsahuje ve své skříni rozvodovku přední nápravy. Rozdělovací převodovka (RP) může obsahovat mezinápravový diferenciál, ovládanou spojku, redukční převodovku, atd.
- podélně uložený agregát nad přední nápravou. Rozvodovka přední nápravy není součástí převodovky. RP viz zástavba b).
- Motor podélně nad zadní nápravou. Rozvodovka zadní nápravy je součástí převodovky. RP viz zástavba b).

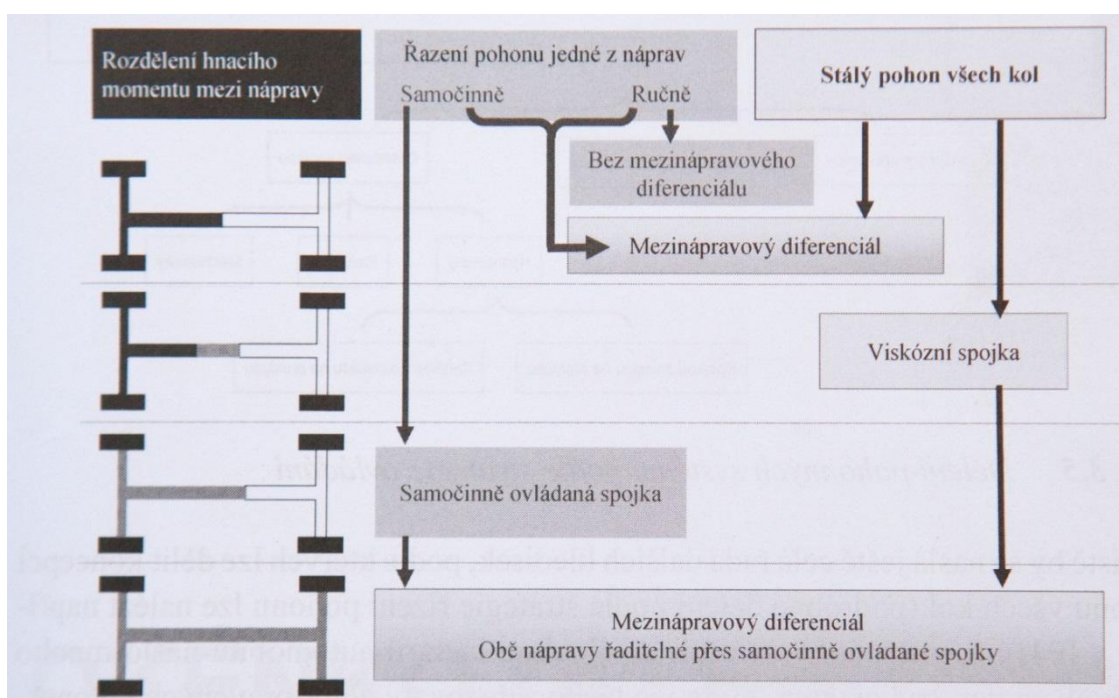


**Obr. 7** Schéma rozdělení pohonu všech kol podle počtu hnaných náprav a způsobu řazení jedné z hnaných náprav



Zdroj: TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 31

**Obr. 8** Rozdělení koncepcí pohonu podle velikosti přenášeného točivého momentu jednotlivými nápravami.

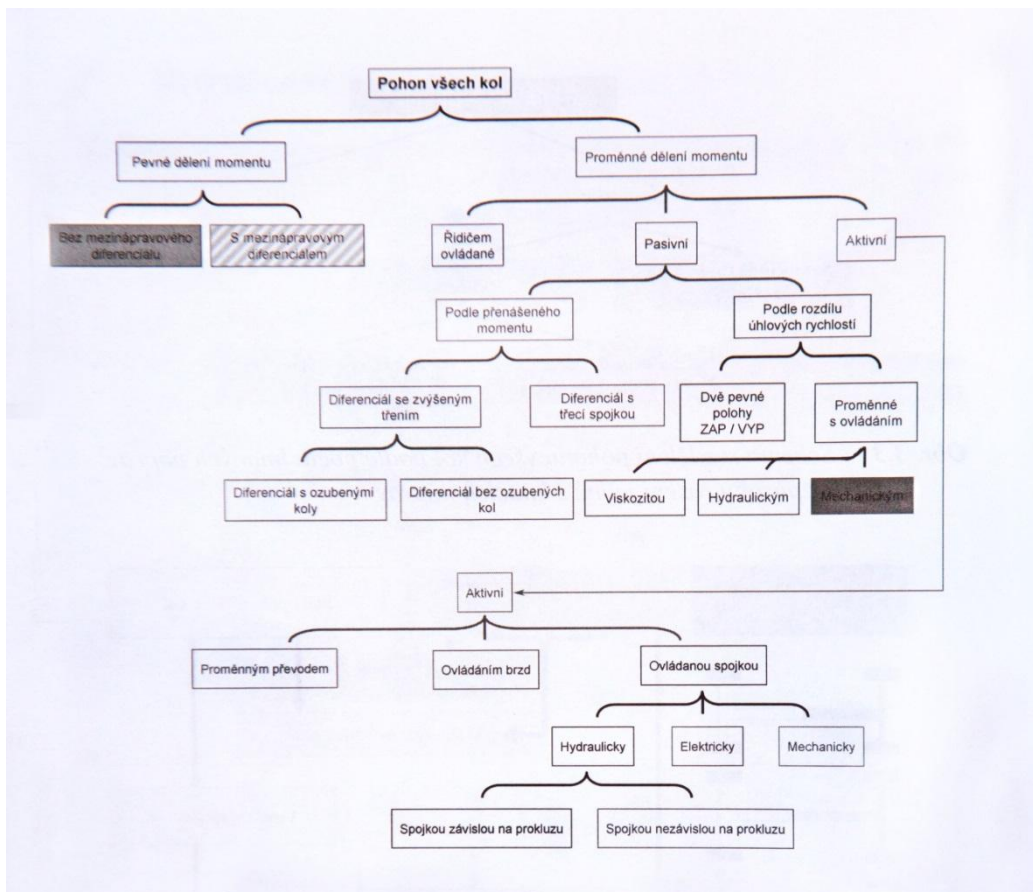


Zdroj: TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 31

Tmavá a bílá barva v levé části obr. 8 značí přibližné rozdělení hnacího momentu na nápravu při použití různých elementů (spojek a diferenciálů) v hnacím ústrojí. Jednotlivou barvou (černá nebo bílá) je naznačena část, která při zapojení pohonu zůstává neměnná za všech okolností. Šachovnicové prolínání znamená jednak neostrou hranici dělení hnacího momentu mezi nápravami podle okamžitých jízdních podmínek, jednak

řešení, kdy pohon nápravy může být zcela vyřazen. V pravé části obrázku je popsáno, který element se o rozdělení stará při stálém a řaditelném pohonu všech kol.

**Obr. 9** Dělení pohonných systémů podle strategie ovládání



Zdroj: TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 32

### 3 Definice a předpisy

#### 3.1 Definice terénního vozidla

„K ruce si vezměme zákonné předpisy, jimiž jsou nejnovější vyhlášky Ministerstva dopravy č. 100/2003 Sb. o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a doplňující vyhláška č. 197 /2006 Sb. ve znění nejnovějších předpisů. Pod pojmem terénní vozidlo se rozumí motorové vozidlo se zvýšenou průjezdností, které patří do kategorie M nebo N a splňuje základní kritéria stanovená zmíněnými předpisy. Označuje se doplňkovým písmenem G. Tak kupř. vozidlo

kategorie N1, které splňuje podmínky pro zařazení do skupiny terénních vozů, označujeme v technických dokladech jako N1G, resp. N<sub>1</sub>G.

Vozidla kategorie N1 s největší techniky přípustnou hmotností nepřevyšující 2 t a vozidla kategorie M1 jsou považována za terénní, pokud splňují tato kritéria:

- Nejméně jedna přední náprava a nejméně jedna zadní náprava jsou současně poháněny, včetně vozidel, u kterých může být pohon jedné nápravy odpojen,
- Jsou vybavena alespoň jedním závěrem diferenciálu nebo nejméně jedním zařízením, kterým dosáhne podobného účinku,
- Vypočtená stoupavost sólo vozidla je nejméně 30%

Kromě toho musí vozidlo, má-li být zařazeno jako terénní, splňovat z následujících šesti požadavků nejméně pět:

- Přední nájezdový úhel musí být nejméně 25°,
- Zadní nájezdový úhel musí být nejméně 20°,
- Přejíždový úhel musí být nejméně 20°,
- Světlá výška pod přední nápravou musí být nejméně 180 mm,
- Světlá výška pod zadní nápravou musí být nejméně 180 mm,
- Světlá výška mezi nápravami musí být nejméně 200 mm.

Podobné definice platí i u vozidel vyšších hmotností.<sup>1</sup>

### 3.2 Základní technické předpisy

„Jako všechna silniční vozidla, musí být i automobily s pohonem všech kol schváleny. Schvalování se může vztahovat buď na typ vozidla, či na jednotlivě vyrobené silniční vozidlo. Pokud se v diplomové práci zabýváme konkrétními konstrukcemi osobních vozidel známých značek, takřka výhradně jde o automobily, jejichž technická způsobilost byla schválena pro celou typovou řadu.

Pro schválení způsobilosti typu musí být každý systém vozidla, samostatný technický celek nebo konstrukční část vozidla homologována podle platných předpisů. Homologace typu vozidla jako celku nahrazuje všechny jednotlivé homologace a schválení.

---

<sup>1</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 17

Konkrétní požadavky na konstrukci vozidel všech kategorií uvádí:

- a) Předpisy EHK/OSN,
- b) Směrnice, nařízení a rozhodnutí EHS/ES které se vztahují ke konstrukci a provozu kolových vozidel a nesilničních mobilních strojů.

K 1. lednu 2007 následoval pod bodem a) výčet celkem 1222 předpisů. K bodu b) patřilo zhruba 400 směrnic, nařízení a rozhodnutí EHS/ES. Předpisy EHK nebo směrnice EHS/ES jsou postupně nahrazovány nebo doplňovány v rámci legislativy EU. České předpisy se již řadu let přizpůsobují zahraničním, resp. mezinárodně platným normám.“<sup>2</sup>

## 4 Vývoj

Pohon všech kol je již desítky let nedílnou součástí mnoha typů nejen terénních, silničních, ale zejména také speciálních závodních vozidel především pro závody v rally. Většinou jsou vozidla s označením 4x4 určena pro provoz v náročnějších podmínkách než jen na běžné silnici. Na tyto vozy jsou vznášeny vyšší a specifické požadavky v porovnání s běžnými silničními typy. Nalezneme je v zemědělství, lesním hospodářství, na velkých stavbách, v dolech, často pracují v náročných klimatických podmínkách. Typické jsou i dopravní a speciální automobily využívané armádou. Tato vozidla s charakterem pracovních strojů, většinou mají tuhé nápravy, solidní rám, redukční převodovku, terénní pneumatiky a další nutnou výbavou pro překonávání nástrah v těžkém terénu.

Moderní terénní automobily jsou velice často osazovány nezávislým zavěšením kol, jejich karosérie nabízejí pohodlí osobního vozu. Jízdní vlastnosti a měrné výkony dosahují vysokých jízdních výkonů i v silničním provozu. Toto vše nepřináší jen své výhody, ale i nevýhody, které byly již popsány výše.

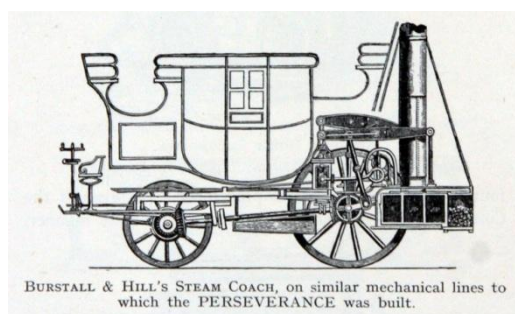
## 5 Historie pohonu všech kol

Počátky pohonu všech kol lze najít již v prvních desetiletích 20. Století. První „samohyb“ s označením náprav 4x4 však spatřil světlo světa již v roce 1827 v Anglii. Jednalo se o vozidlo s mechanickým (parním) přiřaditelným pohonem všech čtyř kol dle patentu jeho tvůrců, jimiž byli Angličané Timothy Burstall a John Hill.

---

<sup>2</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 18

**Obr. 10** První parní automobil s pohonem všech kol.



Zdroj: [online]. [cit. 2014-08-06].

DOI: <http://www.gracesguide.co.uk/images/3/32/Im1923TimHack-BurstallCoach.jpg>

Bez povšimnutí nemůžu také ponechat legendární elektromobil Lohner – Porsche se čtyřmi elektromotory v kolech a celkovým výkonem 7,4 kW (10 k). Dále nemohu nezmínit vozidlo pyšnicí se hrdým názvem Spyker Grand Prix Racer (obrázek 11), které je možno označit jako první automobil s mechanickým systémem pohonu 4x4, který se používá do dnešního dne. Toto vozidlo bylo postaveno v roce 1903 v dílně Jacobuse a Henri-Jana Spijkerových v Nizozemí. Celkový výkon 60 koní se přenášel z motoru trvale na všechna čtyři úzká kola pomocí pohonného řetězce. Součástí řetězce byla rozdělovací převodovka s redukcí a mezinápravovým diferenciálem.

**Obr. 11** Spyker Grand Prix Racer z roku 1903



DOI: Zdroj: [online]. [cit. 2014-08-06].

<http://3.bp.blogspot.com/8m4jHhjGz6E/UAYqF0F3sBI/AAAAAACA5s/SRBqrZFaBCA/s640/1903+Spyker.jpg>

V roce 1905 přišel návrh systému pohonu 4x4 od společnosti Brookville ze Spojených států. První čtyřkolové vozidlo však bylo postaveno na jejich území až v roce 1911 společností FWD z Wisconsinu. Tato společnost následně vyrobila přes 20 000 nákladních vozidel. Převážně to byl tzv. model B, který byl určený pro britské a americké armády za 1. světové války.

V roce 1932 Ettore Bugatti vytvořil celkem 3 závodní exempláře s pohonem všech čtyř kol s označením Type 53. Tento typ měl debut ještě téhož roku při Monaco Grand Prix. Za volant se usadil jezdec Albert Divo. Tyto vozy však byly velice známé se svými problémy se zatáčením.

**Obr. 12** Bugatti Type 53



Zdroj: [online]. [cit. 2014-08-06]. DOI:

[http://www.autoreview.ru/new\\_site/year2002/n22/4wd/800/bug-1a.jpg](http://www.autoreview.ru/new_site/year2002/n22/4wd/800/bug-1a.jpg)

V armádě si našly vozy s pohonem všech kol těžko zastupitelné místo hlavně za druhé světové války. Za války byly používány zejména vozy Jeep, které vyvíjela firma American Bantam. Z důvodu zvýšené poptávky byla výroba přesunuta do výrobních podniků firmy Ford a Willys - Overland. Firma Willys - Overland se roku 1950 stala majitelem známky Jeep. V roce 1945 byl firmou Willys - Overland představen první sériově vyráběný osobní automobil s pohonem všech kol. Jednalo se o typ CJ-2A. Model Jeep se války prezentoval výbornými terénními vlastnostmi. Z tohoto důvodu výrobce Willys – Overland zastavil vývoj osobních automobilů začal se soustředit pouze na terénní vozy. V nabídce se začaly objevovat model typu Jeep kombi, který spatřil světlo světa v roce 1946 nebo také Jeepster convertible, který se objevil na scéně o 2 roky později v roce 1948. Specifikovat svoje zaměření pouze na vozy Jeep byla nejlepší volba, jakou mohla firma udělat. Firma Willys – Overland byla později pohlcena jinými společnostmi, leč popularita Jeepu neubývala a tento vůz se stal ikonou pro pohon všech kol.

**Obr. 13** Jeep CJ-2A z 1948



Zdroj: [online]. [cit. 2014-08-06]. DOI: [http://www.jeep-club.net/graphics/gallery/full/391\\_cj2a-1948.jpg](http://www.jeep-club.net/graphics/gallery/full/391_cj2a-1948.jpg)

V průběhu padesátých let a šedesátých let 20. století byl pohon všech kol považován za místo s velmi velkými možnostmi pro zlepšování jízdních vlastností nejen u terénních, ale i osobních a nákladních vozidel. To se samozřejmě projevilo významnými investicemi do tohoto odvětví automobilového průmyslu.

Roku 1966 se ve společnosti Jensen Motor Company využil specifický systém pohonu všech kol, který se nazýval Formula Ferguson. Tento systém pohonu byl montován do vozu Jensen FF (obr. 14) a také do produkčních sportovních vozů. Celkový počet 320 prodaných kusů nedosáhl úspěchů, které byly předpokládány.

**Obr. 14** Jensen FF



Zdroj: [online]. [cit. 2014-08-06]. DOI:

<http://cache.jalopnik.com/assets/images/12/2007/06/jff475a.jpg>

Subaru byl první výrobce, který zkonstruoval a použil pohon všech kol pro silniční automobily. V roce 1972 Subaru uvedlo na trh masově vyráběný Leone 4WD. Ten byl v 80. letech 20. století světově nejprodávanějším autem s pohonem čtyř kol.

**Obr. 15** Subaru Leone Station Wagon 4WD



Zdroj: [online]. [cit. 2014-08-06]. DOI: <http://www.alihsan.com/images/stories/subaru/subaru-leone-2.jpg>

Počátkem roku 1980 přišla firma Audi s vysoce výkonným automobilem Quattro (obr. 16) s revolučním typem pohonu všech kol. Z tohoto vozu vycházelo několik speciálů pro rally . Byly to například typy A1,A2, Sport Quattro S1. Tyto vozy zaznamenaly úspěchy v mistrovství světa v rally.

Obr. 16 Audi Quattro Coupé z roku 1988



Zdroj: [online]. [cit. 2014-08-06]. DOI: [http://www.audiclub.eu/graphics/gallery/full/96\\_audi-quattro-1988.jpg](http://www.audiclub.eu/graphics/gallery/full/96_audi-quattro-1988.jpg)

## 6 Popis základních částí převodového ústrojí pohonu 4x4

Všechny typy vozidel s pohonem všech kol musejí mít rozvodovku, diferenciál a rozdělovací převodovku a to bez ohledu na typ vozidla a koncepci pohonu 4x4.

### 6.1 Rozvodovka

- rozvodovka je složena ze soukolí stálého převodu a nápravového diferenciálu,
- má za úkol snížit výstupní otáčky a zvýšit točivý moment přivedený z převodovky podle vztahu  $P = M \times 2 \times \pi \times n$ , kde P [W] je výkon, M [Nm] je točivý moment a n [ot/sec] je počet otáček.
- rozvést točivý moment k hnacím kolům.

#### 6.1.1 Stálý převod

„Je to dvouhřídelový převod s konstantním převodovým poměrem, který přizpůsobuje otáčky motoru otáčkám hnacích kol vozidla. V případě kdy osy hnacího a výstupního hřídele jsou rovnoběžné, požíváme stálý převod čelním ozubením. Typické hodnoty takového převodu je převodový poměr v rozmezí 3 až 5, účinnost přibližně 98%



V případě, kdy hnací a výstupní hřídel mají osy proti sobě natočeny o 90°, jsou používány buď kuželové, nebo hypoidní soukolí. Kuželový převod je soukolí s různoběžnými osami, hypoidní s mimoběžnými (průmět os do roviny ovšem svírá 90°). Typické hodnoty pro tato soukolí jsou převodový poměr v rozmezí 2,5 až 5 a účinnost přibližně 95%. Hypoidní soukolí dovolí konstruovat mohutnější pastorek, dovolí tedy přenést větší díl točivého momentu, neboli pro stejný točivý moment vychází kompaktnější zástavba. Výrobní náklady jsou dražší než u kuželových soukolí. „<sup>3</sup>

**Obr. 17** Rozvodovka se šnekovým diferenciálem Torsen



Zdroj: [online]. [cit. 2014-08-06]. DOI:

[http://www.mjauto.cz/jiricech/Prevodovky3\\_soubory/image016.jpg](http://www.mjauto.cz/jiricech/Prevodovky3_soubory/image016.jpg)

## 6.2 Diferenciál

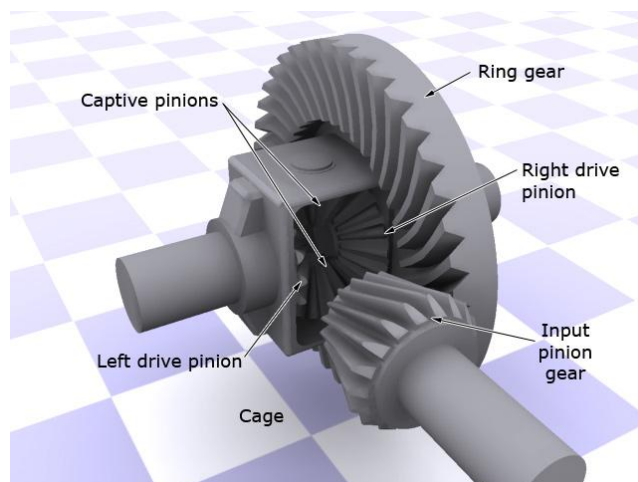
Diferenciál má ve vozidle dvě hlavní funkce. Při projíždění směrovým obloukem se vnitřní a vnější kolo hnací nápravy otáčí rozdílnými úhlovými rychlostmi, což je dáno rozdílnými poloměry kružnic, které kola opisují a rozděluje točivý moment mezi hnacími hřídeli ke kolům. Pokud by nebyl diferenciál ve voze, bylo by téměř nemožné zatáčet a docházelo by k nadměrnému namáhání součástí převodového ústrojí.

Druhy diferenciálů:

- Otevřené (obr. 18) – tyto diferenciály bývají z větší části kuželové a používají se téměř u všech osobních automobilů. Rozdělují kroučící moment ve stálém poměru 50:50

<sup>3</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 29

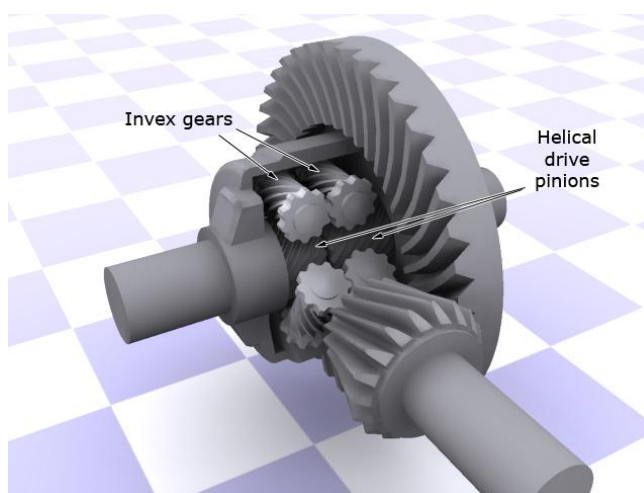
**Obr. 18** Otevřený diferenciál



Zdroj: [online]. [cit. 2014-08-06]. DOI: <http://www.carbibles.com/images/opendifferential.jpg>

- Samosvorné diferenciály (obr. 19) – u těchto typů diferenciálů není v případě prokluzu jednoho hnacího kola točivý moment rozdělován rovnoměrně na obě kola, ale větší část točivého momentu směřuje na kolo, které má v danou chvíli lepší adhezi. Existují 3 základní druhy samosvorných diferenciálů:
  - a) Vačkové diferenciály,
  - b) diferenciály se zvýšeným třením,
  - c) automatické diferenciály

**Obr. 19** Samosvorný diferenciál Torsen

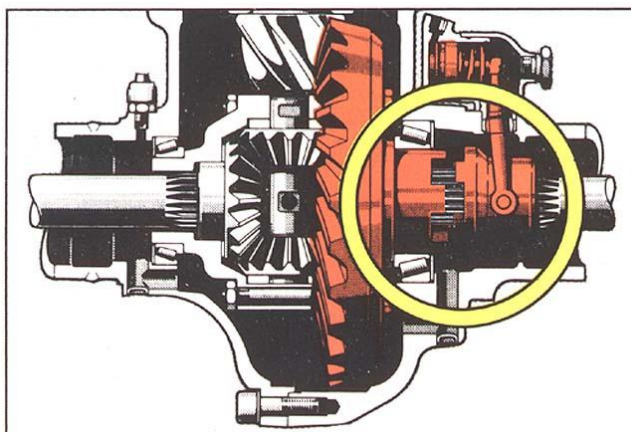


Zdroj: [online]. [cit. 2014-08-06]. DOI: <http://www.carbibles.com/images/torsendifferential.jpg>

- Diferenciály s uzávěrkou – použití především u terénních, nákladních a těžkých vozidel. Slouží k vyproštění „z toho nejhoršího“. V okamžiku, kdy se vozidlo

dostane z obtížné situace, musí být uzávěra diferenciálu okamžitě vyřazena z činnosti. Nestalo by se tomu tak, vozidlo by mělo stejné vlastnosti, jako kdyby nebyl na vozidle diferenciál použit a docházelo by k velkému zatížení hnacího ústrojí.

**Obr. 20** Diferenciál s uzávěrkou



Zdroj: [online]. [cit. 2014-08-06]. DOI: [http://www.4x4abc.com/4WD101/img/unimog\\_diff\\_lock.jpeg](http://www.4x4abc.com/4WD101/img/unimog_diff_lock.jpeg)

### 6.3 Volnoběžky

„Volnoběžka je spojka umožňující samočinné rozpojení dvou hřídelů, jestliže otáčky hnaného hřídele budou vyšší než otáčky hřídele hnacího.

V terénních vozidlech se setkáme s použitím:

- a) Skutečných volnoběžek. Jejich funkce odpovídá uvedené definici. Dříve se používaly namísto nápravových diferenciálů nebo pro přerušení toku výkonu pro usnadnění řazení. Dnes jsou využívány zejména v kombinaci s viskózní spojkou pro „přerušení“ pevného spojení mezi nápravami během brzdění, aby nedocházelo k nestabilitě vozidla.
- b) Tzv. volnoběžek předních či zadních kol. V tomto případě jde o ručně nebo samočinně ovládané zubové spojky umístěné zpravidla v nábojích předních (zadních) kol. Jejich použitím dochází k zastavení nepotřebné části pohonu přední či zadní nápravy, když vozidlo jede pouze s poháněnými zadními či předními koly. Tím se sníží hluk i ztráty v hnacím ústrojí. „<sup>4</sup>

---

<sup>4</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 29

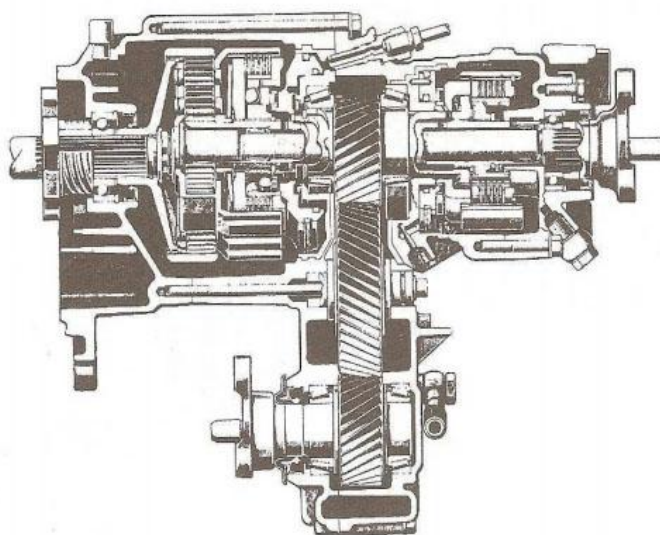
## 6.4 Rozdělovací převodovky

U automobilů s pohonem všech kol musejí být použity rozdělovací převodovky. Z rozdělovací převodovky vystupují dva kloubové spojovací hřídele k přední a zadní nápravě. Zde dochází k rozdělení točivého momentu mezi přední a zadní nápravu vozidla. Tyto převodovky jsou konstruovány tak, že se berou v úvahu provozní podmínky, typ vozidla a uložení motoru.

Základní typy rozdělovacích převodovek:

- Jednostupňová rozdělovací převodovka – použití u stálého pohonu všech kol, je opatřena uzávěrkou centrálního diferenciálu,
- Dvoustupňová rozdělovací převodovka – skládá se z dvoustupňové předlohy. U této převodovky je možnost vybírat mezi silničním nebo terénním převodem. Použití u terénních vozidel.,
- Rozdělovací převodovka s uzávěrkou diferenciálu – obě nápravy jsou stále poháněny, kroutcí moment je rozdělován v určitém poměru mezi nápravy – např. 50:50, 65:35,.....,
- Rozdělovací převodovka bez diferenciálu – v tomto případě je permanentně hnaná pouze jedna náprava, druhou nápravu je možné přiřadit manuálně.

Obr. 21 Rozdělovací převodovka



Zdroj: VLK, F. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1, str. 313.

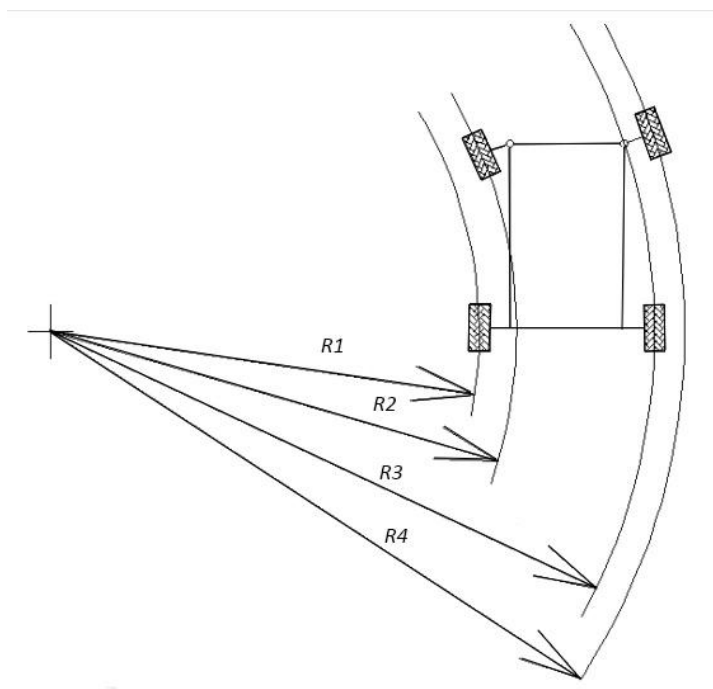
## 7 Stálý pohon všech kol

Stálý pohon všech kol můžeme hledat zejména u výkonných osobních vozidel a sportovních vozidel určených pro volný čas. Tento typ pohonu využívá k přenosu točivého momentu v určitém poměru mezi přední a zadní nápravu viskózní spojku nebo centrální mezinápravový diferenciál. Tyto dvě řešení jsou značně variabilní a přenos výkonu je optimální na jednotlivá kola. Tímto způsobem se dosahuje nejen zlepšení trakce a jízdních vlastností, ale i bezpečnosti.

### 7.1 Centrální diferenciál

Vozidla se stálým pohonem všech kol disponují mezinápravovým (centrálním) diferenciálem z důvodu vyrovnání otáček mezi přední a zadní nápravou a tím odstranění namáhání v hnacím a převodovém ústrojí. Při průjezdu směrovým obloukem opisují kola přední nápravy kružnici o větším poloměru. Kola zadní nápravy naopak opisují kružnici o menším poloměru (obr. 22).

**Obr. 22** Rozdílné poloměry kružnic opsaných koly přední a zadní nápravy.



Centrální diferenciál brání nejen nadměrnému namáhání a tím opotřebení hnacího ústrojí, ale jeho přítomností je dosaženo i snížení spotřeby paliva a menší opotřebení pneumatik. „Mezinápravový diferenciál rozděluje točivý moment na přední a zadní kola

v poměru 50:50, to přibližně odpovídá statickému rozložení hmotnosti částečně zatíženého vozu. K zablokování mezinápravového diferenciálu a diferenciálu zadní nápravy se používají viskózní spojky nebo diferenciály s uzávěrkou, která působí v závislosti na momentovém toku. Tyto diferenciály jsou zablokovány, jestliže kola v důsledku příliš velkého hnacího momentu prokluzují.

Při rozdílné adhezi předních a zadních kol, jejichž prokluz signalizují řídicí jednotce čidla otáček kol, společná s protiblokovací soustavou, blokuje tento diferenciál elektronicky ovládaná vícelamelová spojka a v mezním případě přenesení celého točivého momentu jen jedna náprava. Elektronická řídicí jednotka reaguje na počínající prokluz takřka okamžitě – zpoždění jen 20 milisekund.

V současnosti je oblíbeným druhem diferenciálu jeho šnekové provedení (tzv. diferenciál Torsen) se závěrným účinkem, který zajišťuje proměnné síly mezi přední a zadní nápravou podle aktuálních adhezních podmínek.

U moderních konstrukcí se stále častěji nahrazuje klasická závěra levnějším řešením, které její funkci simuluje zásahem na brzdách protáčejiících se kol. Řídicí roli hraje elektronika, vycházející většinou ze systému ABS nebo TCS. Ta po vyhodnocení signálu příslušných čidel dává příkazy pro ventily ovládající tlak na brzdách jednotlivých kol. Výborně se takové řešení uplatňuje při jízdě na běžné vozovce, kde nemá žádná negativa, ovšem v těžkém terénu se brzy dostane na limit svých možností<sup>5</sup>

### **7.1.1 Šnekový samosvorný diferenciál Torsen**

První a nejpobulárnější diferenciál Torsen typ A (typ 1) vycházel konstrukčně ze šnekového diferenciálu. Označení Torsen vychází z anglických slov Torque Sensing. „Velikost třecího momentu závisí na velikosti vstupního momentu do diferenciálu. Patent předchůdce dnešního typu A pochází od Verna Gleasmana. V roce 1983 je tento diferenciál použit v legendárním vojenském vozidle AM General HMMWV (High Mobility Multipurpose Wheeld Vehicle) - předchůdce dnešního Hummer. Od tohoto roku je diferenciál Torsen použit v tisících osobních, terénních, SUV a vojenských vozidlech.

---

<sup>5</sup> VLK, F. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1. Str. 328-9

První výrobce osobních vozidel, který využil výhod svorného diferenciálu bylo roku 1986 Audi.<sup>6</sup>

Diferenciál Torsen se používá jednak jako nápravový, kdy umožňuje otáčení hnacích kol rozdílnými rychlostmi jako klasický diferenciál a stejně tak může být použit jako mezinápravový, kdy přenáší točivý moment mezi hřídeli. Výbornou vlastností toho typu diferenciálu je jeho samosvornost. Šnekový převod může přenášet sílu pouze ze strany šnekového kola, nenabízí dělení momentu k jednotlivým kolům ve stálém poměru, tak jako rozděluje hnací moment otevřený diferenciál, ale rozděluje jej dle adhezních podmínek daného kola.

Vlastní účinnost se může doladit podle požadavků automobilek v rozsahu od 20 do 60%. Nastavená svornost se již nemění.

Nyní se můžeme setkat se třemi typy diferenciálu Torsen:

- typ A (typ 1),
- typ B (typ 2),
- typ C (typ 3).

Jak již bylo zmíněno, diferenciál Torsen se používá jednak jako nápravový a mezinápravový. Jako mezinápravový je použit u většiny vozů Audi. Jedná se o většinu modelů s označením Quattro včetně supersportu R8. Dále se můžeme setkat s tímto typem diferenciálu u vozů Alfa Romeo, Volkswagen, Toyota a v neposlední řadě i vozu Bentley a jeho modelu Continental GT, který převzal techniku od Volkswagenu Phaeton.

Jako nápravový diferenciál je použit ve vozech Subaru Impreza WRX STI, Mazda MX-5, Honda S2000 nebo Lancia Delta HF Integrale.

#### **7.1.1.1 Princip činnosti**

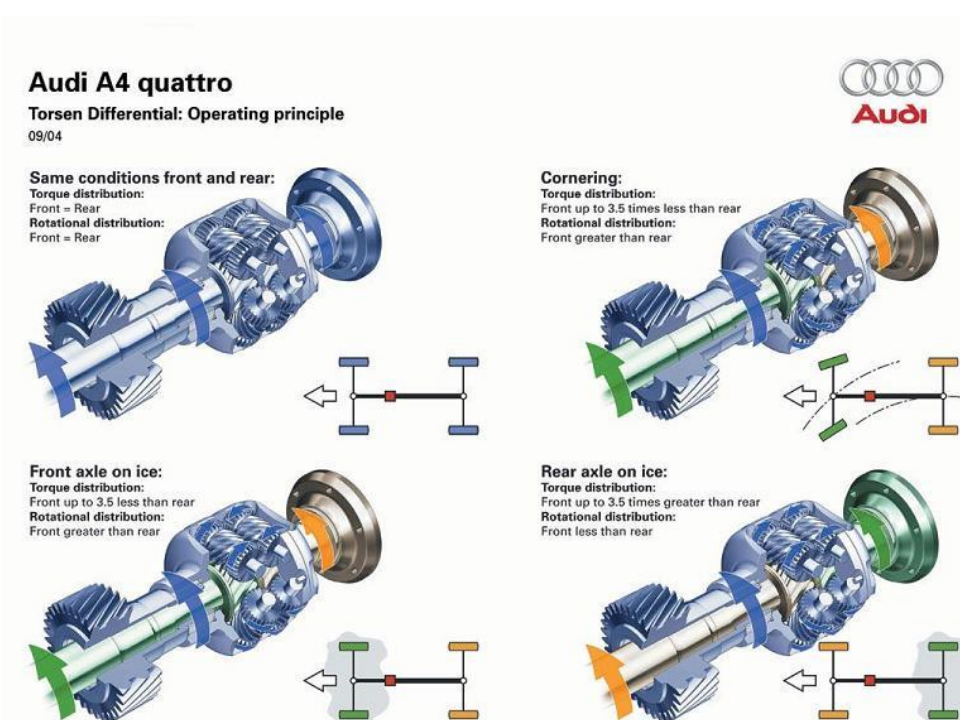
„Pokud vozidlo jede rovně na vozovce s dobrou adhezí, otáčí se diferenciál jako jeden celek. Jakmile vozidlo projíždí zatáčkou, nebo má jeden z výstupů tendenci začít se protáčet, znamená to, že oba výstupní šneky mají tendenci se otáčet různými otáčkami a roztáčet různými otáčkami šneková kola, která jsou s nimi v závěru. Čelní ozubená kola spojující paralelně uspořádaná šneková kola se vzájemně po sobě začnou odvalovat. Všechny části se pod zatížením otáčejí různými otáčkami. Záběr šnekových kol má nízkou

---

<sup>6</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 299

účinnost. Záběrem šnekových kol se šneky a i se záběrem čelních kol vznikají ztráty a klesá účinnost diferenciálu. Točivé momenty začnou být nerovnoměrně rozděleny mezi výstupy. Mimo záběr ozubených kol vznikají další ztráty třením čel šneků o klec diferenciálu. Protože velikost třecího momentu závisí na přenášeném momentu, při odlehčení – tedy když sundáme nohu z plynu – je efekt svorného diferenciálu „přerušen“. To znamená, že diferenciály Torsen se dobře „snášejí“ se všemi protiblokovacími brzdovými systémy.<sup>7</sup>

Obr. 23 Diferenciál Torsen při různých jízdních situacích



Zdroj: [online]. [cit. 2012-08-06]. DOI: <http://www.tyresmoke.net/attachments/664151-TorsenDifferential1.JPG>

### 7.1.1.2 Hlavní výhody pohonu všech kol s mezinápravovým diferenciálem Torsen

- perfektní trakce,
- zvýšení bezpečnostní rezervy ve směrových obloucích,
- výhodnější pro tažení přívěsů - vyšší tažná síla,
- snížená citlivost na boční vítr a lepší stabilita směru jízdy,
- dosažení nižších hodnot zrychlení na površích se sníženou adhezí.,

<sup>7</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 300



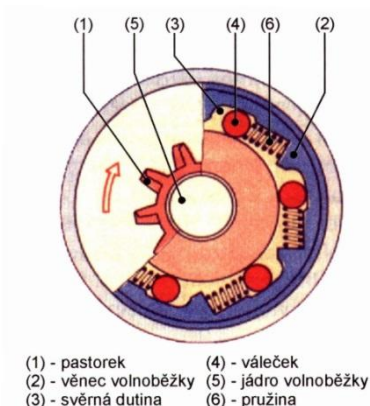
## 7.2 Viskózní spojka

U vozidel s pohonem obou náprav supluje viskózní spojka funkci samosvorného mezinápravového diferenciálu. Spojka je umístěna na kloubovém spojovacím, hřídeli mezi nápravami. Pohybuje-li se vozidlo v přímém směru a po krytu vozovky s dobrým součinitelem adheze, otáčky vnitřních a vnějších lamel jsou shodné. V tomto případě se systém chová jako tuhý pohon všech kol. Při průjezdu směrovým obloukem jsou rychlosti vnitřních a vnějších lamel různé. Mínusem viskózní spojky je větší odpor otáčení hnacích a hnaných lamel, což způsobuje větší namáhání hnacího ústrojí a zvětšené opotřebení pneumatik.

První známý patent bychom našli v USA a pochází z roku 1904. Z důvodu nevhodného minerálního oleje v té době se tato spojka neujmula. Díky anglické konstrukční kanceláři Ferguson, které použila viskózní spojku do hnacího ústrojí svého sportovního vozu Jensen FF kolem roku 1970, byla spojka po druhé objevena pro použití v osobních automobilech. Tato kancelář pojistila konstrukci této jednoduché a levné spojky několika patenty, které byly později prodány společnosti GKN/Viscodrive.

Volkswagen Golf Mk3 Syncro a Volvo V70 AWD nabízí tento pohon pohonu 4x4 včetně volnoběžky, která umožňuje bezproblémovou činnost protiblokovacího systému ABS. V případech, kdy není na vozidle ABS instalováno, volnoběžka pomáhá zajistit směrovou stabilitu při razantním brzdění. Zabrzděním parkovací brzdy se pomocí volnoběžky přenáší brzdná síla i na kola přední nápravy.

Obr. 24 Volnoběžka



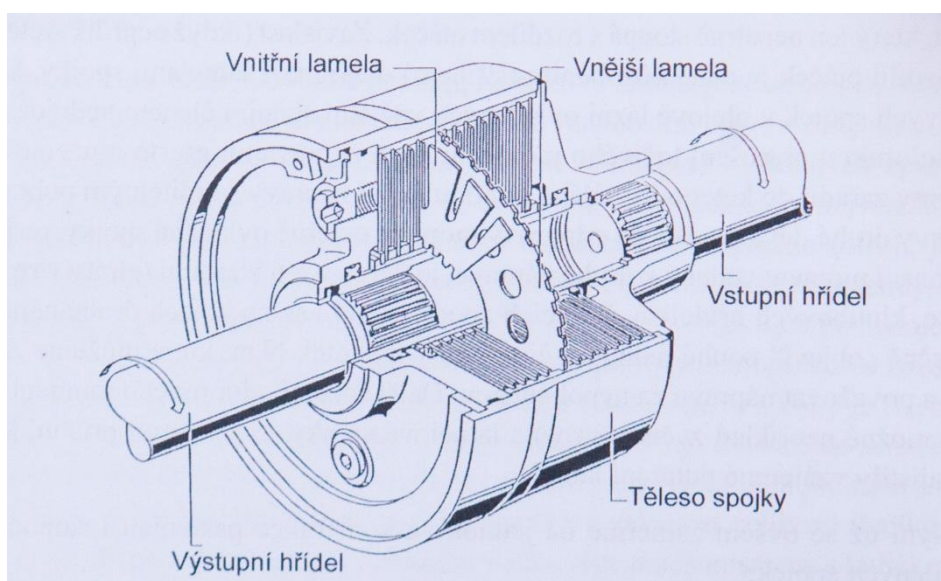
Zdroj: [online]. [cit. 2012-08-06]. DOI:

[http://ctc.vsb.cz/i2007\\_08/ICT\\_v\\_edu\\_procesu/ICT\\_v\\_%20edukaci/korespondencni\\_ukoly/09\\_navratil\\_jiri/u3\\_navratil\\_jiri/Elektrotechnika/06%20Spou%C5%A1t%C4%9B%C4%8De/012%20volnob%C4%9B%C5%BEka.jpg](http://ctc.vsb.cz/i2007_08/ICT_v_edu_procesu/ICT_v_%20edukaci/korespondencni_ukoly/09_navratil_jiri/u3_navratil_jiri/Elektrotechnika/06%20Spou%C5%A1t%C4%9B%C4%8De/012%20volnob%C4%9B%C5%BEka.jpg)

## 7.2.1 Konstrukce viskózní spojky

Spojka se skládá ze sady prostřídáných vnějších a vnitřních ocelových lamel, které jsou uzavřené ve válcové utěsněné skříni. Skříň je opatřena vnitřním drážkováním. Je to patrné na obrázku 25. Skříň je drážkováním pevně spojena s vnějšími lamelami a jemným drážkováním s hnacím hřídelem. Na výstupním hřídeli jsou pomocí drážkování připevněny vnitřní lamely. Lamely mívají tloušťku obvykle od 0,6 do 0,9 mm a bývají poniklované nebo fosfátové. Lamely nejsou zajištěny proti axiálnímu posuvu a je mezi nimi mezera, která dosahuje hodnoty cca 0,35 mm (závisí na hodnotě přenášeného točivého momentu). Distanční kroužky slouží k vymezení mezer tak, aby se lamely mezi sebou nedotýkaly. Kroužky jsou vloženy mezi vnitřní lamely, ale můžeme je najít i u vnějších lamel. Lamely jsou opatřeny otvory nebo drážkami. Jako náplň viskózní spojky se používá viskózně stabilní silikonový olej. Náplň dosahuje 70 až 90% celkového vnitřního objemu skříně spojky. Pro charakteristiku spojky je rozhodující procento naplnění olejem.

Obr. 25 Řez viskózní spojkou



Zdroj: TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 82

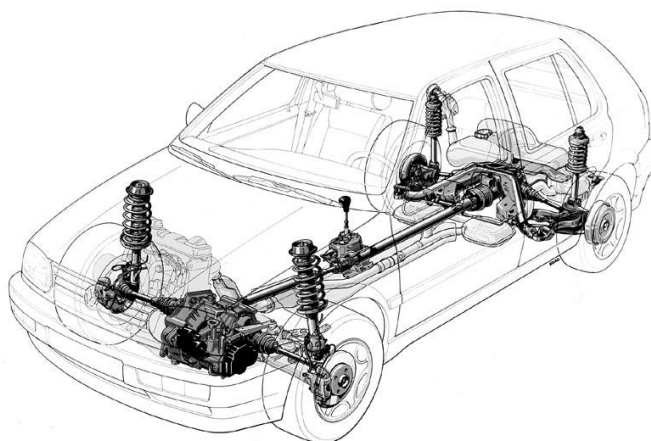
## 7.2.2 Princip činnosti

Viskózní spojka funguje na principu tření v kapalině. Lamely se otáčejí různými otáčkami a stříhem kapaliny mezi vnitřními a vnějšími lamelami je zprostředkováván přenos točivého momentu.

Viskózní spojka se „uvádí“ do akce v případě různých otáček mezi přední a zadní nápravou. Různými otáčkami hnacích a hnaných lamel se přeruší soudržnost oleje, který se nakonec „přetrhne“ ve středové ploše mezi lamelami. To při vysoké viskozitě oleje začne vyvolávat vysoké kapalinové tření a tímto následuje rozdělení hnacího momentu mezi obě nápravy.

Viskózní mezinápravová spojka je použita například u vozidel Subaru Justy, Volkswagen Golf Mk.3 Syncro nebo Volvo V70 AWD Cross Country. Viskózní spojku nalezneme i u automobilky Porsche. Porsche používá po několik generací spojku vlastní konstrukce. Z důvodu zaměření automobilky Porsche na sportovní vozy, je u modelů s pohonem všech kol preferována zadní náprava v poměru 35:65. Je-li potřeba, procentuální poměr točivého momentu na přední nápravu se může pohybovat v rozsahu od 5% do 40%.

**Obr. 26** Průhled vozem Volkswagen Golf Mk. 3 Syncro



Zdroj: [online]. [cit. 2012-08-06]. DOI:

[http://www.autoreview.ru/new\\_site/year2002/n22/4wd/800/syncro.jpg](http://www.autoreview.ru/new_site/year2002/n22/4wd/800/syncro.jpg)

Další nadstavby viskózní spojky jsou systémy Viscomatic a Visco-Lok.

## **8 Samočinně připojitelný pohon všech kol**

Stálý pohon všech kol s použitím viskózní spojky je velice jednoduché konstrukční řešení, ale má však své „mouchy“. Jeden z největších nedostatků je nemožnost přenášet větší procento točivého momentu na kola zadní nápravy. Velice špatná schopnost rozeznat při rozdílných otáčkách lamel, zda se jedná o prokluz kola při problematických adhezních podmínkách nebo nepřiměřenou rychlostí při průjezdu směrovým obloukem. Problémy nastávají i ve spolupráci s prvky aktivní bezpečnosti (ABS, ESP,..). Tyto problémy řeší

použití systému s elektronickou regulací, které samočinně připojují pohon zadní nápravy při prokluzu kol přední nápravy.

Existuje několik různých konstrukčních řešení, mezi nejznámější patří mezinápravová spojka Haldex.

## **8.1 Mezinápravová spojka Haldex**

„Mezinápravová (centrální) spojka Haldex samočinně bez zásahu řidiče přiřazuje pohon kol zadní nápravy u některých vozidel s pohonem všech kol. Jedná se o elektrohydraulicky ovládanou spojku s vlastní řídicí jednotkou, která pomocí snímačů vyhodnocuje stav trakčních podmínek (schopnost přenosu hnací síly z kola na kryt vozovky) přední nápravy. V případě nedostatečných trakčních podmínek je vydán příkaz zapojit i zadní náhon. Spojka Haldex byla vyvinuta stejnojmennou švédskou firmou Haldex ve spolupráci s automobilkami Volkswagen a Steyer – Daimler – Puch. Poprvé byla použita v roce 1998 u VW Golf IV 4MOTION.“<sup>8</sup> Poté prošel systém mnoha úpravami až po současnou IV. Generaci.

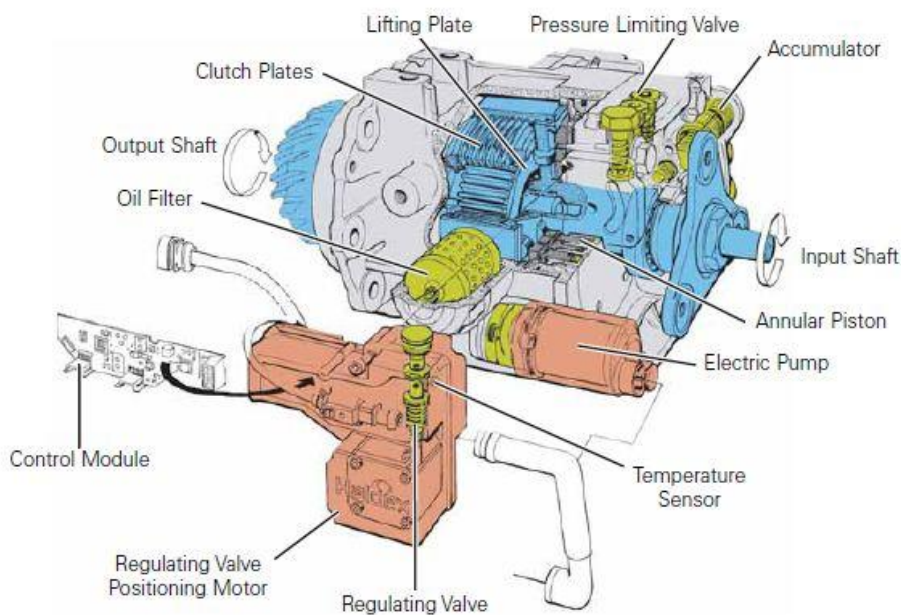
### **8.1.1 Princip činnosti a konstrukce**

Základem koncepce systému Haldex je vícelamelová elektronicky řízená spojka, která je umístěna před rozvodovkou zadní nápravy. Jedinečnost této spojky spočívá v jejím ovládní. Vstupní hřídel je osazen přírubou s vloženými valivými elementy. Výstupní hřídel je zakončen vačkou, ve které se odvalují valivé elementy. V tělese spojky jsou uloženy prstencové pístky. Mají-li vstupní a výstupní hřídel shodné úhlové rychlosti, vícelamelová spojka nepřenáší žádný točivý moment. Dojde-li k diferencii otáček obou hřídelů, po vačce výstupního hřídele se začnou odvalovat válečky a tím se uvedou do chodu dva prstencové písty. Prstencové písty začnou čerpat olej k pracovnímu pístu, ten působí na vícelamelovou spojku. Úkolem je maximálně snížit diferencii otáček mezi hřídeli. Přes tlakový ventil se olej navrácí zpět do zásobníku a kontroluje se zde tlak oleje ve spojce.

---

<sup>8</sup> HRÁDEK, Z. *Pohon 4x4 u osobních automobilů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 32 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ondřej Blaták. str. 23

Obr. 27 Průhled spojkou Haldex I.generace

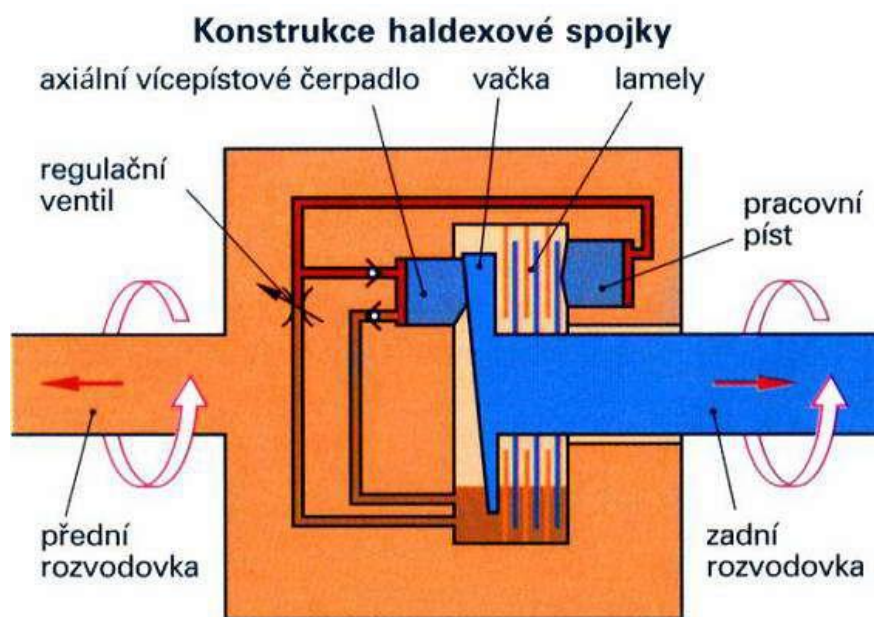


Zdroj: [online]. [cit. 2012-08-06]. DOI: <http://audittr.files.wordpress.com/2010/12/haldex-parts.jpg>

Aby bylo dosaženo co nejkratší odezvy systému, je nutno zajistit neustálý kontakt pracovních pístů s valivými tělisky. Součástí spojky je elektrické čerpadlo, které má za úkol zajistit stálý malý tlak. Tento tlak přitlačuje tělíska k pístkům. Aktivace čerpadla je provedena při spuštění spalovacího motoru. Tímto se dosahuje přenosu velkého točivého momentu ke kolům zadní nápravy již při protočení hnacích kol přední nápravy o 15°. Převedeme-li 15° do časových jednotek, zjistíme, že při rozjezdu vozidla na povrchu s nízkým součinitelem adheze (led, sníh, bláto) začne být zadní náprava poháněna se zpožděním pouze 100 ms za přední nápravou.

„Spojka Haldex je dále vybavena tlakovým regulačním ventilem, který také může ovlivnit velikost síly působící na vícelamelovou spojku, respektive velikost točivého momentu přiváděného k zadním kolům. Tlakový ventil je ovládán krokovým motorkem řízeným elektronickou řídicí jednotkou. Elektronická řídicí jednotka pochází rovněž z konstrukční kanceláře Haldex. Například u vozu Volvo XC90 je mozkovým centrem procesor Siemens 80167 běžící s taktem 12 MHz. Spojka Haldex pochopitelně komunikuje i s ostatními elektronickými systémy ve vozidle. Je napojena na síť CAN. Tlakový regulační ventil, který je schopný se otevřít do 60 ms, ovlivňuje přenos točivého momentu i v mezních situacích (začátek činnosti ABS, rozjezd na kluzkém povrchu, ...)

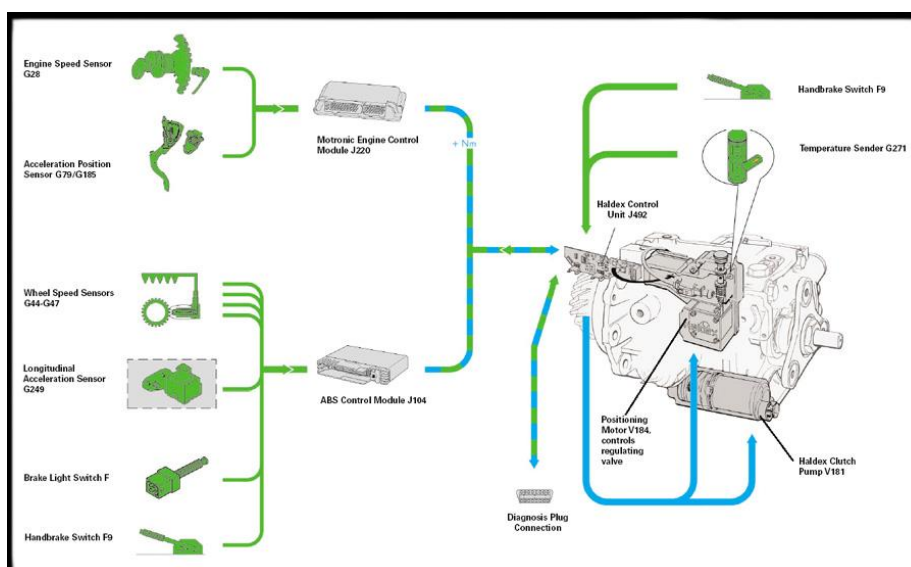
Obr. 28 Princip spojky Haldex I. – III. generace



Zdroj: [online]. [cit. 2012-08-06]. DOI: [http://audiklub.cz/files\\_content/image/clip\\_image002.jpg](http://audiklub.cz/files_content/image/clip_image002.jpg)

Elektronická řídicí jednotka (EŘJ) lamelové spojky Haldex vyhodnocuje 100x za sekundu rychlost, otáčení jednotlivých kol, natočení volantu, polohu škrtkové klapky, úroveň točivého momentu, otáčky motoru, činnost brzdové soustavy a podle situace přivádí 10% až 100% točivého momentu ke kolům zadní nápravy.

Obr. 29 Schéma senzorů, které dodávají data do EŘJ Haldex.



Zdroj: [online]. [cit. 2012-08-06]. DOI: [http://00626e1.netsolhost.com/formoshun/haldex\\_sensors.jpg](http://00626e1.netsolhost.com/formoshun/haldex_sensors.jpg)

### 8.1.2 Hlavní výhody mezinápravové spojky Haldex:

- v okamžiku je schopna přenést velmi velký točivý moment (až 2400 Nm) na všechna kola,
- plně funkční i při zpětném chodu,
- výborná spolupráce s prvky aktivní bezpečnosti, s brzdovými systémy (ABS) a se systémy jízdní stability (ESP)
- elektronická řídicí jednotka ECU vyhodnocuje jízdní podmínky v reálném čase a dle toho plně kontroluje charakteristiky momentového přenosu,
- nižší spotřeba paliva v porovnání s koncepcí s mezinápravovým diferenciálem z důvodu připojení náhonu zadní nápravy pouze, je-li to potřebné,
- nenastávají problémy s funkčností, použije-li se kolo o jiném průměru, než jsou ostatní kola (např. dojezdová rezerva).

## 9 Manuálně přiřaditelný pohon druhé nápravy

S manuálně přiřaditelným pohonem druhé nápravy se můžeme setkat zejména u vozidel určených především pro jízdu v terénu. Při běžných podmínkách (jízda po silnici) se přenáší točivý moment pouze na kola jedné nápravy. V případě potřeby můžeme pevně připojit pohon druhé nápravy.

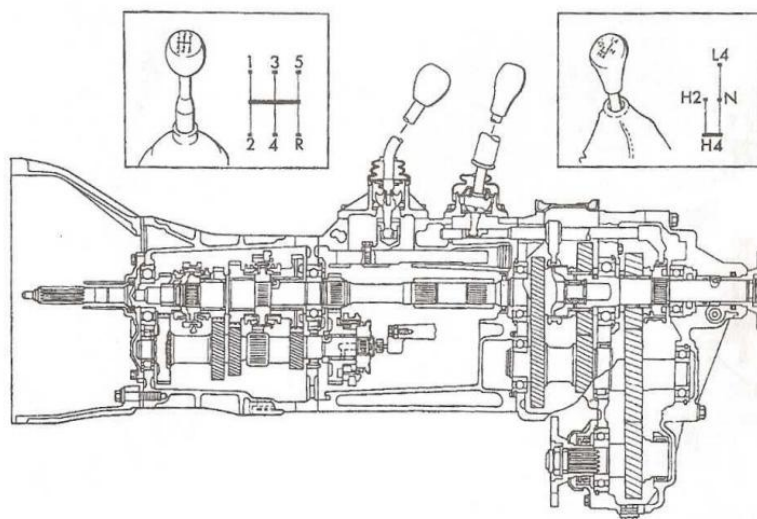
Tento typ pohonu má rozdělovací převodovku složenou z dvoustupňové předlohy, která slouží pro silniční a terénní převod a separátní připojení pohonu kol přední (zadní) nápravy. Z tohoto vyplývají tyto možnosti pohonu vozidla:

- silniční převod pohonem pouze zadní nápravy,
- silniční převod s pohonem všech kol,
- terénní převod s pohonem všech kol.

Rozdělovací převodovka s manuálně přiřaditelným pohonem druhé hnací nápravy může a nemusí být vybavena mezinápravovým diferenciálem. Není-li vybavena, hnací moment je rozdělován mezi přední a zadní nápravu v poměru 50:50. Díky synchronizaci můžeme pohon přední nápravy připojit i při vyšších rychlostech. „To však neznamená, že lze tuto „vymoženost“ zkusit i na suchém asfaltu s dobrou adhezí. Absence diferenciálu značí, že při zapojeném pohonu všech kol se střední rychlosti přední i zadní nápravy rovnají. To ovšem není při jízdě ve směrovém oblouku pravda. Při jízdě na povrchu

s dobrou adhezí vede „nucená“ rovnost rychlosti otáčení obou náprav k velkým parazitním silám v převodovém ústrojí, což může vézt až k destrukci některých komponent ústrojí.“<sup>9</sup>

**Obr. 30** Rozdělovací převodovka Volkswagenu Taro připojená k přímo řazené převodovce



Zdroj: VLK, F. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1, str. 318

## 9.1 Uzávěrka diferenciálu

Uzávěrkou diferenciálu bývají vybaveny vozidla do těžkého terénu. Je to mechanické zařízení, které dokáže vyřadit z funkce nápravový či mezinápravový diferenciál. Používá si za velmi nepříznivých adhezních podmínek. Řidič může uzávěrku řadit buď mechanicky, elektronicky, elektropneumaticky nebo hydraulicky.

### 9.1.1 Princip činnosti

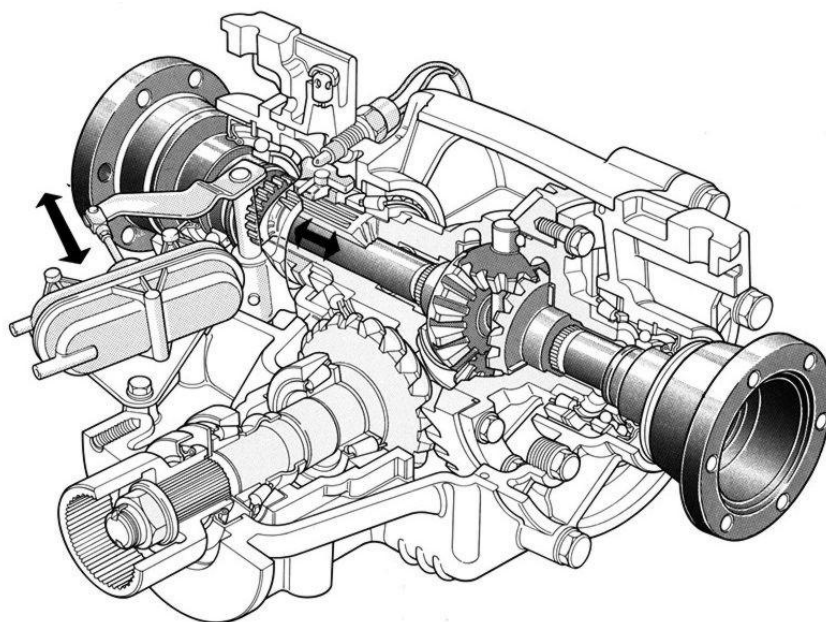
„Závěr diferenciálu určitým způsobem zablokuje planetová kola tak, že se nemohou vůči kleci relativně otáčet a diferenciál se musí otáčet jako celek. Při prokluzování jednoho kola se pak přenáší celý točivý moment na kolo spočívajícím na tvrdém nebo drsném povrchu a vyvine hnací sílu obvykle dostačující k vyproštění vozidla.“<sup>10</sup>

<sup>9</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 230

<sup>10</sup> VLK, F. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1. Str. 289



Obr. 31 Uzávěrka diferenciálu



Zdroj: [online]. [cit. 2012-10-06]. DOI:

[http://www.diopan.cz/citroenbx/images/Diferencialy/dif\\_uzaverka.jpg](http://www.diopan.cz/citroenbx/images/Diferencialy/dif_uzaverka.jpg)

## 9.2 Hlavní výhody manuálně přiřaditelného pohonu druhé nápravy

- vynikající trakce,
- nižší spotřeba pohonných hmot.

Manuálně přiřaditelný pohon druhé nápravy je použit u vozidel, jako jsou Nissan Patrol, Opel Frontera (Campo), VW Taro, nebo Mercedes-Benz GD 4x4, aj.

## 10 Příklady pohonu všech kol u osobních automobilů

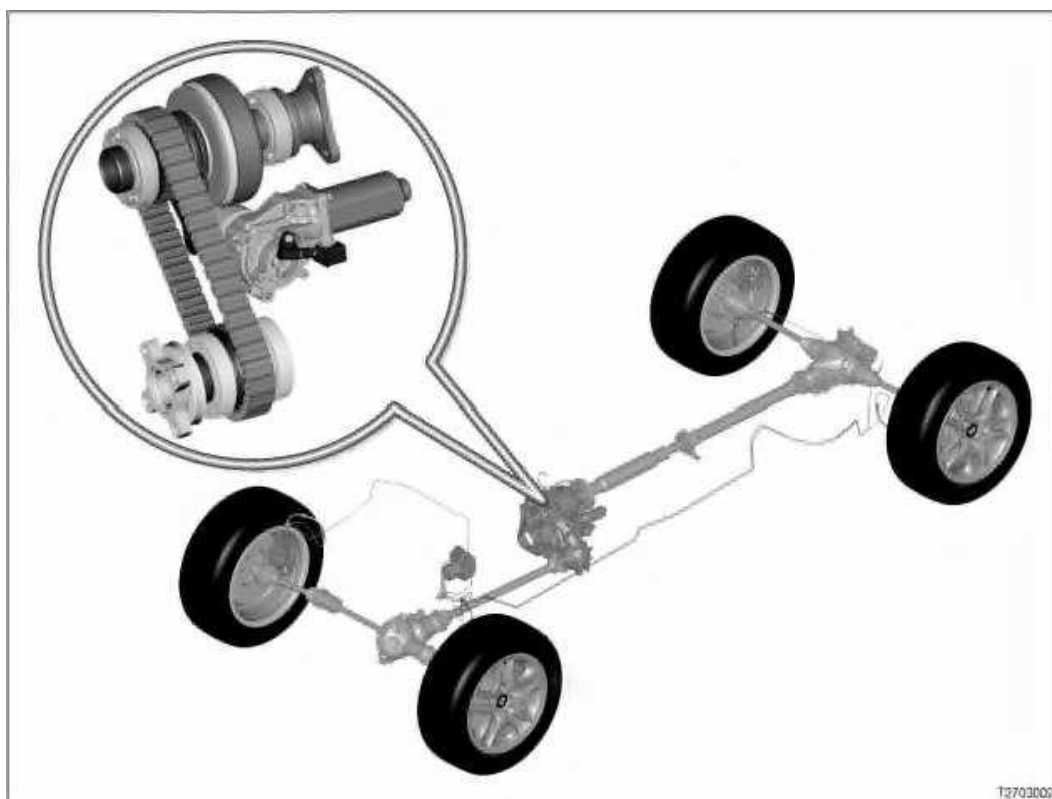
### 10.1 BMW xDrive

Automobilka BMW má v nabídce u téměř všech svých modelů volit mezi pohonem jedné nebo obou náprav. Inteligentní systém od BMW se nazývá xDrive. Tento systém pracuje na principu elektronicky řízené mezinápravové spojky a rozděljuje točivý moment v poměru 40:60 ve prospěch zadní nápravy. V případě špatných adhezních podmínek dokáže přenést až 100% točivého momentu na kola přední nápravy. Spojka přerozděluje hnací sílu dle adhezních podmínek jednotlivých kol a může zastávat funkci samočinného uzávěru diferenciálu. Na nápravách supluje funkci uzávěrky dynamický systém stabilizace jízdy DSC, který pomocí brzd přibrzdí jednotlivá kola.

Při rozjíždění vozidla je, až do rychlosti 20 km/h, mezinápravová spojka plně sepnutá. Tímto je zaručena potřebná trakce při rozjezdu vozidla. Po rozjetí vozidla systém xDrive plynule mění hnací sílu na jednotlivých kolech podle jízdní situace a adhezních podmínek. Nastane-li extrémní situace, spojka může být napevno spojena nebo úplně rozpojena.

„Systém xDrive výrazně zlepšuje agilnost vozidla, požitek z jízdy, ale i bezpečnost v porovnání s běžným systémem pohonu všech kol, což je dáno schopností využít všechny informace a data nabídnuté systémem DSC. Můžeme jej nalézt u většiny automobilů značky BMW. Sériově je však dodáván u modelů X3 nebo X5.“<sup>11</sup>

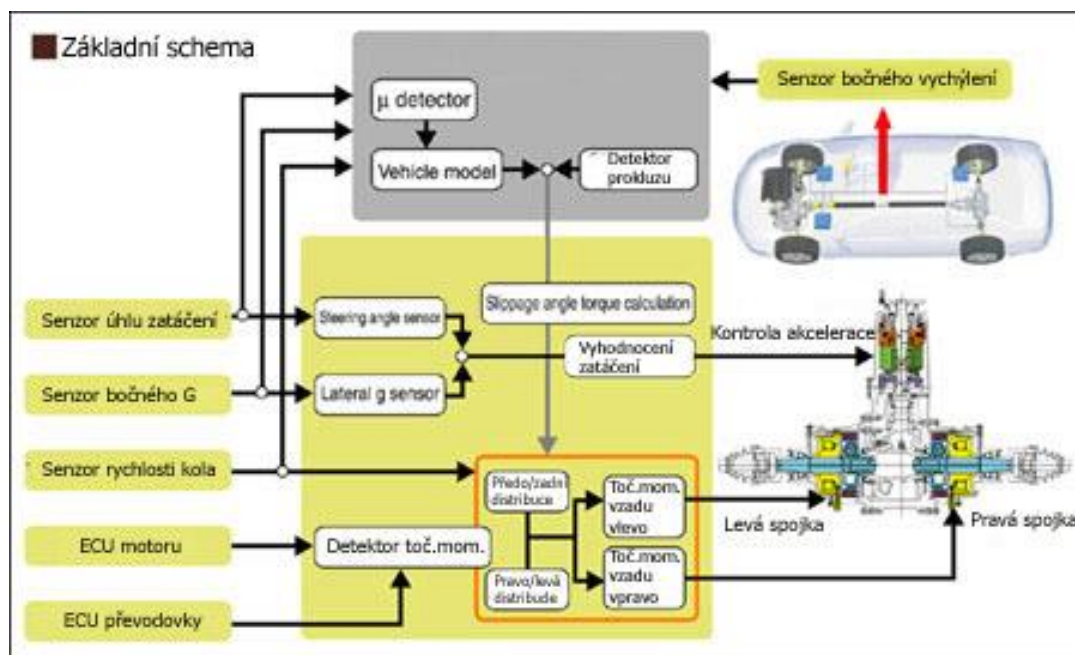
**Obr. 32 Inteligentní systém xDrive na vozidlech BMW X3 a X5 (E83, E53)**



Zdroj: [online]. [cit. 2012-10-06]. DOI: <http://tis.spahetticoder.org/images/1/09/07/15.jpg>

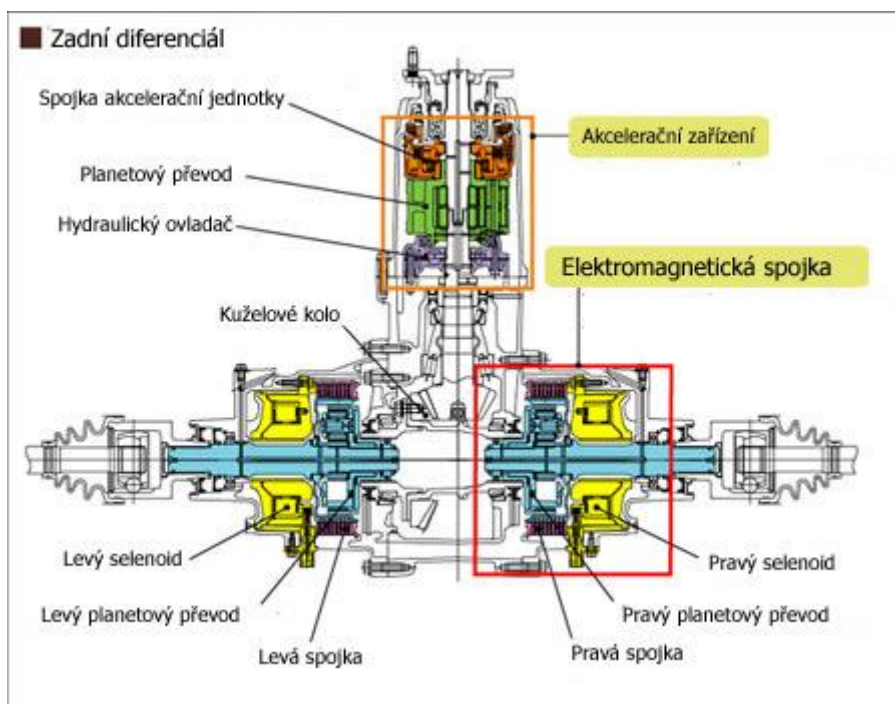
<sup>11</sup> HRÁDEK, Z. *Pohon 4x4 u osobních automobilů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 32 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ondřej Blaták. str. 29

Obr. 33 Základní schéma



Zdroj: [online]. [cit. 2012-10-06]. DOI: <http://www.hondaclub.cz/img/clanky/fotos/technika/572/02.jpg>

Obr. 34 Rozvodovka s diferenciálem pohonu SH-AWD



Zdroj: [online]. [cit. 2012-10-06]. DOI: <http://www.hondaclub.cz/img/clanky/fotos/technika/572/03.jpg>

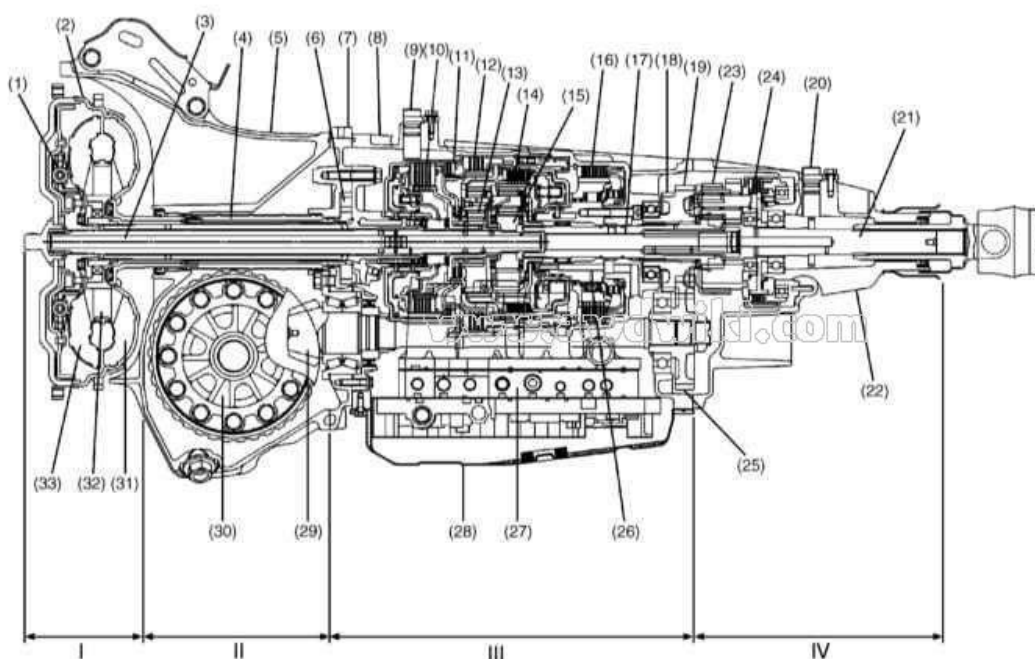
## 10.2 Subaru VDC (VTD)

Vozidla Subaru, která jsou vybavena samočinnou převodovkou, mají změněné uspořádání mezinápravového diferenciálu. Buď je mezi přední a zadní nápravu

zakomponována pouze ovládaná lamelová spojka, anebo je součástí převodovky systém VDC. Systém VDC se skládá z planetového mezinápravového diferenciálu s omezenou svorností. Svornost je řízena ovládanou lamelovou spojkou. Řez čtyřstupňovou samočinnou převodovkou je na obr. 35. Kótami jsou vyznačeny čtyři hlavní nejdůležitější funkční oddíly převodovky: Hydrodynamický měnič (I), mezinápravový diferenciál (II), čtyřstupňová samočinná převodovka (III), rozdělovací převodovka (IV).

Použitý mezinápravový planetový diferenciál není klasické konstrukce s jedním centrálním kolem s vnitřním ozubením a jedním centrálním kolem s vnějším ozubením, ale Subaru použilo dvě kola s vnějším ozubením. První planetové kolo je vstupní člen do diferenciálu a druhé planetové kolo je výstupem pro pohon kol zadní nápravy, unašeč slouží k pohonu kol přední nápravy. Diferenciál rozděluje točivý moment mezi nápravy v poměru 36,6:63,4 ve prospěch zadní nápravy. Mezi výstupními členy je uložena hydraulicky ovládaná lamelová spojka, která zvyšuje svornost diferenciálu.

**Obr. 35** Řez čtyřstupňovou samočinnou převodovkou Subaru se systémem VDC



Zdroj: [online]. [cit. 2012-10-06]. DOI: <http://www.awdwiki.com/images/subaru-vtd.jpg>

Zkratka VDC pod sebou skrývá anglický název Vehicle Dynamics Control. Jedná se o stabilizační systém, který dostává informace o rychlosti přední a zadní nápravy, poloze škrťací klapky, poloze volící páky převodovky, teplotě oleje a po vyhodnocení těchto informací ovládá lamelovou spojkou. Tento mezinápravový diferenciál je techniky

značky Subaru taktéž označován jako VTD (Variable Torque Distribution). Tento typ pohonu můžeme nalézt na vozech Subaru Outback, Forester, Legacy.

## 11 Teorie dynamiky jízdy

Řiditelnost automobilu je ve své podstatě odezva vozidla na natočení volantu při konstantní rychlosti jízdy. Určité natočení volantu je vypovídající např. pro určitou hodnotu úhlové rychlosti kolem svislé osy (tzv. stáčivá rychlost), která je poté odezvou systému vozidla. Je-li vozidlo řízeno řidičem, poté hovoříme o tzv. subjektivní říditelnosti. U teorie pro vyšetřování jízdních vlastností vozidla však mluvíme o tzv. objektivní říditelnosti vozidla, kde sledujeme odezvy vozidla na předem definované řídicí vstupy. Objektivní říditelnost můžeme popsat ustálenými (statickými) a neustálenými (dynamickými) odezvami.

Statická říditelnost popisuje zatáčivost a je dána vlastnostmi odezev vozidla na stočení volantu při ustálené jízdě po kruhové dráze popř. úhlem natočení, který je v závislosti na rychlosti jízdy potřebný k tomu, aby vozidlo jelo po dané kruhové dráze o konstantním poloměru.

Dynamickou říditelnost můžeme popsat přenosovými funkcemi vozidlového systému, tzn. vazbou mezi buzením na volantu a neustálenými dynamickými odezvami pohybu vozidla. Pokud je natočení volantu skoková funkce, pak jsou odezvy vozidla popsány přechodovými charakteristikami. Při harmonickém natáčení vozidla je říditelnost automobilu popsána frekvenčními charakteristikami.

Dalším bodem, který poměrně výrazně hraje roli v říditelnosti vozidla a jeho jízdní vlastnosti, je naklápění automobilu. S tím koresponduje vznik klopivého momentu, změna svislého zatížení jednotlivých kol a výška polohy těžiště a také samořízení kol při naklápění.

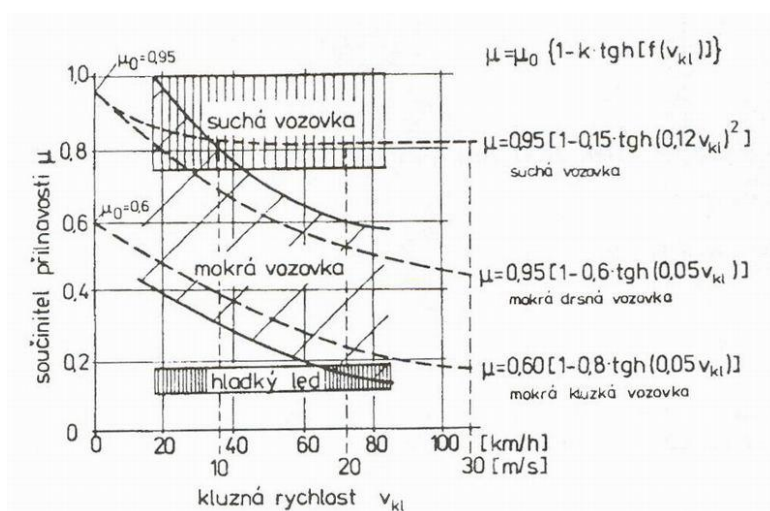
V této práci se chci zajímat zejména tím, jaký vliv mají koncepce vozidel na směrovou stabilitu vozidla. To je vlastnost držet směr pohybu daný řízením vozidla i při působení vnějších sil a momentů.

## 11.1 Vliv druhu pohonu na podélnou dynamiku jízdy

„Velikost přenositelné hnací síly mezi kolem a vozovkou  $F_{hx}$  závisí na zatížení kola  $F_z$  a na součiniteli adheze vozovky  $\mu$  po které vozidlo právě jede. Je-li hnací moment kola příliš velký, tedy hnací síla kola je větší než  $F_{hx}$ , dojde k prokluzu kola. Hodnotu součinitele vozovky ovlivňuje zejména povrch vozovky.“<sup>12</sup> Hodnoty se pohybují v rozmezích 0,7-1 pro suchý asfalt až po 0,1 - 0,2 pro náledí.

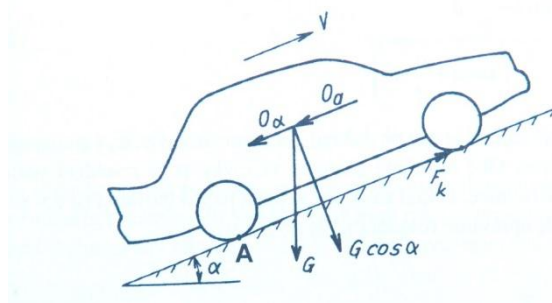
$$F_{hx} = \mu \cdot F_z \quad (1)$$

Obr. 36 Adheze a skluz na různých površích v grafu.



Zdroj: [online]. [cit. 2014-11-09]. DOI: [http://jenikovo.wz.cz/Foto/Full/souc\\_prilnavosti\\_kluz.jpg](http://jenikovo.wz.cz/Foto/Full/souc_prilnavosti_kluz.jpg)

Obr. 37 Síly působící na vozidlo ve stoupání při akceleraci (odpor vzduchu a valení zanedbán)



Zdroj: TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 57

<sup>12</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 57

„Pro porovnání pohonů sestavíme rovnici rovnováhy sil v ose x dle obrázku 43. Při rozjezdu můžeme zanedbat odpor vzduchu. Stejně tak si můžeme dovolit zanedbat odpor valení, který bude v porovnání s odporem ve stoupání, či odporem setrvačnosti minimálně o řád nižší.“<sup>13</sup>

Zjednodušená rovnice rovnováhy má tvar:

$$F_h = G \cdot \sin \alpha + m \cdot a \cdot \delta \quad \delta (1) \dots \text{součinitel rotačních hmot}$$

$$G = m \cdot g$$

$$F_h = G \cdot \left( \sin \alpha + \frac{a}{g} \cdot \delta \right) \quad (2)$$

Další výpočty budou rozdílné podle druhu a počtu hnacích náprav.

### 11.1.1 Pohon přední nápravy

Při zrychlování a při jízdě do kopce zjistíme velikost zatížení přední nápravy z rovnice momentové rovnováhy k bodu A na obrázku 43. Tento bod je místem styku kola zadní nápravy s krytem vozovky.

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{zp} \cdot l + G \cdot \cos \alpha \cdot l_z + G \cdot \sin \alpha \cdot h + m \cdot a \cdot \delta \cdot h = 0$$

$$F_{zp} = G \cdot \left( \cos \alpha \cdot \frac{l_z}{l} - \frac{h}{l} \cdot \left( \sin \alpha + \frac{a}{g} \cdot \delta \right) \right) \quad (3)$$

Pro přenos hnací síly na kola přední nápravy je potřeba součinitel adheze o velikosti:

$$\mu_p = \frac{F_{hp}}{F_{zp}}$$

$$\mu_p = \frac{\sin \alpha + \frac{a}{g} \cdot \delta}{\cos \alpha \cdot \frac{l_z}{l} - \frac{h}{l} \cdot \left( \sin \alpha + \frac{a}{g} \cdot \delta \right)} \quad (4)$$

Levá strana rovnice je známa, jelikož se jedná o součinitel adheze, který je dán určitým povrchem a stavem vozovky. Neznámé veličiny  $\alpha$  (stoupání vozovky)

<sup>13</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 58

a a (zrychlení vozidla) jsou na pravé straně rovnice. Budeme-li se zajímat o nejvyšší možnou akceleraci na rovině, upravíme rovnici (3) do tohoto tvaru:

$$a_{\max} = \frac{\mu_p \cdot \frac{l_z}{l}}{1 + \mu_p \cdot \frac{h}{l}} \cdot \frac{g}{\delta} \quad (5)$$

„Snadnějšího vyjádření největšího možného zrychlení, či stoupání vozovky pro daný součinitel adheze z rovnice (3) dosáhneme, pokud pravou stranu rovnice vydělíme  $\cos \alpha$  (7) a zavedeme bezrozměrnou veličinu zahrnující stoupání i zrychlení  $q$  (7). Výpočet velikosti koeficientu  $q$  pomocí součinitele adheze je uveden v rovnici (8).“<sup>14</sup>

$$\mu_p = \frac{\tan \alpha + \frac{a}{g \cdot \cos \alpha} \cdot \delta}{\frac{l_z}{l} - \frac{h}{l} \cdot (\tan \alpha + \frac{a}{g \cdot \cos \alpha} \cdot \delta)} \quad (6)$$

$$q = \tan \alpha + \frac{a}{g \cdot \cos \alpha} \cdot \delta \quad (7)$$

$$\mu_p = \frac{q}{\frac{l_z}{l} - \frac{h}{l} \cdot q} \Rightarrow q_p = \frac{\mu_p \cdot \frac{l_z}{l}}{1 + \mu_p \cdot \frac{h}{l}} \quad (8)$$

### 11.1.2 Pohon zadní nápravy

„Pro vyjádření nutného součinitele adheze na zadní nápravě pro přenos hnací síly při pohonu vozidla pouze zadní nápravou postupujeme obdobně.“<sup>15</sup> Už nebudu provádět celý postup odvozování vzorců, ale pouze finální podobu rovnic (9) a (10).

$$\mu_z = \frac{q}{\frac{l_p}{l} - \frac{h}{l} \cdot q} \quad (9)$$

$$q_z = \frac{\mu_z \cdot \frac{l_p}{l}}{1 - \mu_z \cdot \frac{h}{l}} \quad (10)$$

<sup>14</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 59

<sup>15</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 59



### 11.1.3 Pohon všech kol

„U vozidel se stálým pohonem všech kol vybavených mezinápravovým diferenciálem může být různý podíl hnacího momentu mezi nápravami. Zavedme si vyjádření podílu hnací síly na zadní nápravě vůči celkové hnací síle od motoru  $\Phi$ “<sup>16</sup>

$$\Phi = \frac{F_{hz}}{F_{celková\_hnací}} \quad (11)$$

Pokud jsou poháněna kola pouze přední nápravy, pak  $\Phi = 0$ . Jsou-li stále poháněna kola zadní nápravy, tak  $\Phi = 1$ . Vozidla se stálým pohonem všech kol mají navoleny následující podíly hnací síly:

- Audi  $\Phi = 0,5$
- BMW 325iX  $\Phi = 0,63$
- Mercedes-Benz 4Matic  $\Phi = 0,65$

„Pro vyjádření potřebného součinitele adheze pod přední a zadní nápravou, tak aby bylo možné přenést nutné množství hnací síly oběma nápravami, vyjdeme z rovnic (4) respektive (7) pro přední nápravu a (9) pro zadní nápravu s uvažováním koeficientu rozdělení hnacích sil mezi nápravami  $\Phi$ . Obdržíme následující rovnice:“<sup>17</sup>

$$\mu_p = \frac{(1-\Phi) \cdot q}{\frac{l_z}{l} - \frac{h}{l}} \cdot q \quad \text{- součinitel adheze pod přední nápravou} \quad (12)$$

$$\mu_z = \frac{\Phi \cdot q}{\frac{l_p}{l} + \frac{h}{l}} \cdot q \quad \text{- součinitel adheze pod zadní nápravou} \quad (13)$$

Hnací síla (hnací moment), která se přenáší na danou nápravou, je závislá na zatížení náprav. Vyjdeme-li ze vzorců (12) a (13), jež stanovují výpočet potřebného součinitele adheze pod přední a zadní nápravou, platí následující tvrzení: „Pokud pro dosažení přenosu podílu hnací síly přední nápravou na vozovku je třeba na

<sup>16</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 59

<sup>17</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 60

přední nápravě větší součinitel adheze než na zadní nápravě, potom jako první začnou prokluzovat kola přední nápravy. Jakmile dojde k prokluzu kol jedné nápravy, nemůže ani druhá náprava přenést větší podíl momentu (hnací síly). Pokud platí, že vypočítaný součinitel adheze  $\mu_p > \mu_z$ , potom největší dosažitelný bezrozměrný součinitel stoupání a zrychlení  $q$  se bude pro pohon všech kol rovnat:<sup>18</sup>

$$q = \frac{\mu_p \cdot \frac{l_z}{l}}{(1 - \Phi) + \mu_p \cdot \frac{h}{l}} \quad (14)$$

V opačném případě, kdy začnou dříve prokluzovat kola zadní nápravy a vypočtený součinitel adheze  $\mu_p < \mu_z$ . Tím dojde ke změně stoupavosti nebo zrychlení vozu dle vzorce:

$$q_z = \frac{\mu_z \cdot \frac{l_p}{l}}{\Phi - \mu_z \cdot \frac{h}{l}} \quad (15)$$

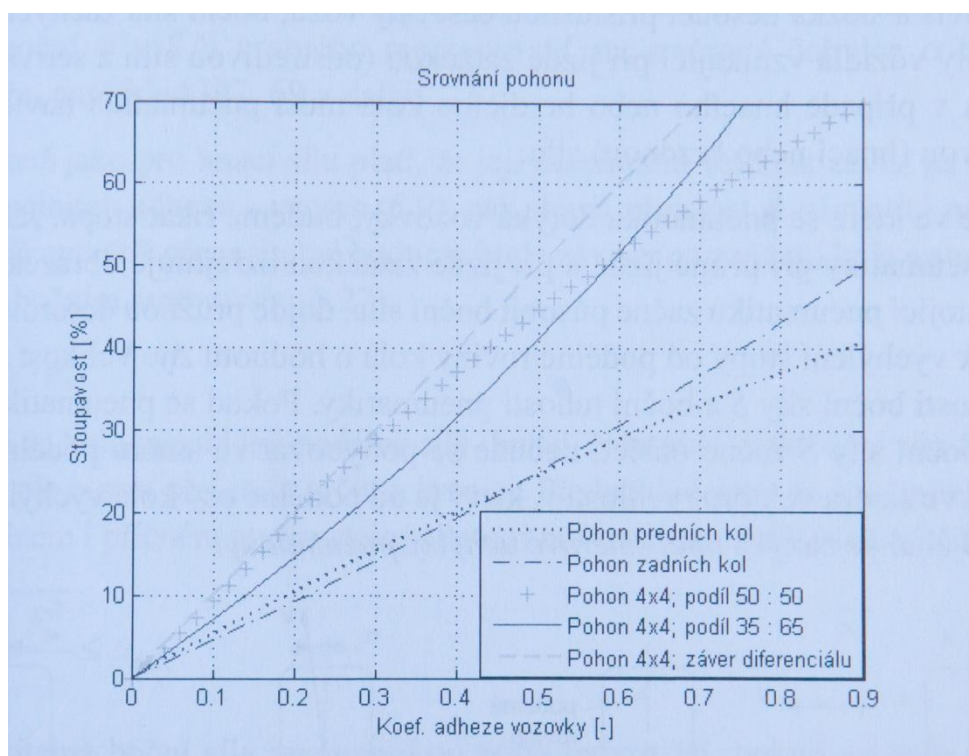
Nejlepších parametrů dosahují vozidla, které mají uzávěr mezinápravového diferenciálu, (popřípadě vozidla s řaditelným pohonem jedné nápravy, která po zařazení pohonu všech kol mají nápravy pevně spojené). V tomto případě je možno docílit nejvyšší možné stoupavosti. Hnací síla je rozdělena podle aktuálního zatížení a adhezních podmínek. V tomto případě platí:

$$q = \mu \quad (16)$$

Abychom mohli porovnat, jak druh pohonu ovlivňuje podélnou dynamiku vozidla, zvolíme si osobní automobil, který má rozvor náprav  $l = 2,5$  a těžiště položené ve vzdálenosti  $l_p = 1,1$  m za přední nápravou ve výšce  $h = 0,58$  m nad krytem vozovky. Spočítáme pro různé součinitele adheze vozovky. Jako parametr pro porovnání bude bezrozměrný koeficient  $q$ , neboli nejvyšší dosažitelná stoupavost vozu při jízdě konstantní rychlostí ( $a = 0 \text{ m/s}^2$ ). Výsledek je promítnut do obrázku 38.

<sup>18</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 60

**Obr. 38** Vliv typu pohonu na podélnou dynamiku vozidla



Zdroj: TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 61.

Z grafu je zřetelné, že je nesporná výhoda pohonu všech kol. Prakticky v celém rozmezí adheze je dosaženo s pohonem všech kol téměř dvounásobné stoupavosti oproti pohonu jediné nápravy. Závěr diferenciálu, hlavně v oblasti velmi nízké adheze, nedává moc velkou výhodu oproti pohonu obou náprav s rozdělením momentu 50:50. Na grafu je také zaznamenána stoupavost vozidla s pohonem obou náprav s rozdělením točivého momentu 35:65, avšak musíme si připomenout, že podíl momentu mezi nápravy je korigován dle rozložení hmotnosti ve vozidle. Všechny výsledky, které jsou zakresleny v obrázku 38, jsou počítány pro stejné vozidlo.

## 11.2 Směrová dynamika jízdy

Maximální obvodové síly (hnací a brzděné) jsou závislé na přilnavosti mezi pneumatikou a vozovkou. Maximální přenositelné hnací síly tedy jsou:

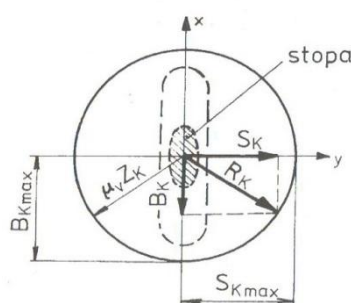
$$H_{P_{\max}} = \mu_v \cdot P \quad H_{z_{\max}} = \mu_v \cdot Z, \quad (17)$$

kde  $\mu_v$  je součinitel adheze v podélném směru valení pneumatiky. Jsou-li ve stopě pneumatiky mimo obvodové síly ještě boční síla, tak pokud nemá dojít ke smýkání kola, nesmí geometrický součet těchto sil překročit určitou hodnotu, která je závislá na součiniteli adheze. Budeme-li předpokládat, že přilnavost pneumatiky je v podélném i příčném směru stejná (skutečnost je však jiná, v podélném směru je o něco větší), můžeme určit výslednici:

$$\mu_{\max} \cdot Z_k \geq \sqrt{H_k^2 + S_k^2} = R_k \quad (18)$$

kde  $H_k$  je hnací síla ( $B_k$  brzdná síla) na kole,  $S_k$  je vodící boční síla a  $Z_k$  je radiální reakce kola. Velikost adheze a maximální velikost výslednice  $R_k$  je závislá na velikosti rychlosti vozidla.

Obr. 39 Kammova kružnice přilnavosti

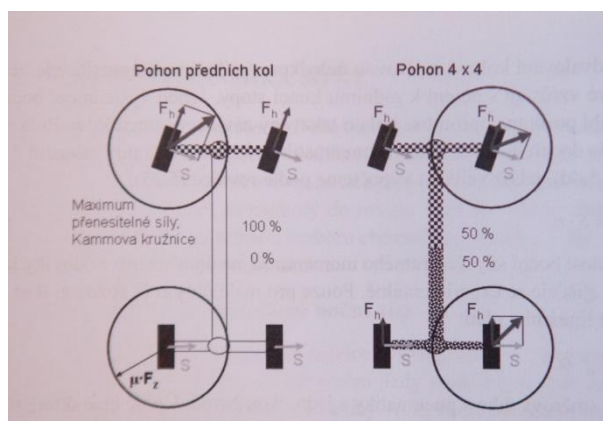


Zdroj: [online]. [cit. 2014-11-09]. DOI: [http://jenikovo.wz.cz/Foto/Full/Kammova\\_kruznice.jpg](http://jenikovo.wz.cz/Foto/Full/Kammova_kruznice.jpg)

Geometrickým místem koncových bodů vektoru výsledné přenositelné síly  $R_k$  je kružnice opsaná ze středu stopy s poloměrem  $\mu_v \cdot Z_k$  (tzv. Kammova kružnice). Jestliže bude hnací síla na kole rovna maximální přenositelné síle  $\mu_v \cdot Z_k = H_{kMAX} = R_k$ , pak podle Kammovy kružnice na obr. 39 bude boční síla rovna nule a kolo v tomto případě nemá boční vedení a tím nastává smýkání kola. Pokud je hnací síla větší než  $H_{kmax}$ , dochází k prokluzu kola a kolo se protáčí bez boční vodící síly.

Pokud na kolo současně působí podélná síla, tak přenositelná boční síla pneumatikou bude nižší. Srovnání pohonu kol přední nápravy s pohonem všech kol s dělením točivého momentu 50:50 je zobrazeno na obrázku 40.

**Obr. 40** Porovnání průjezdu směrovým obloukem pohonu přední nápravy s pohonem 4x4

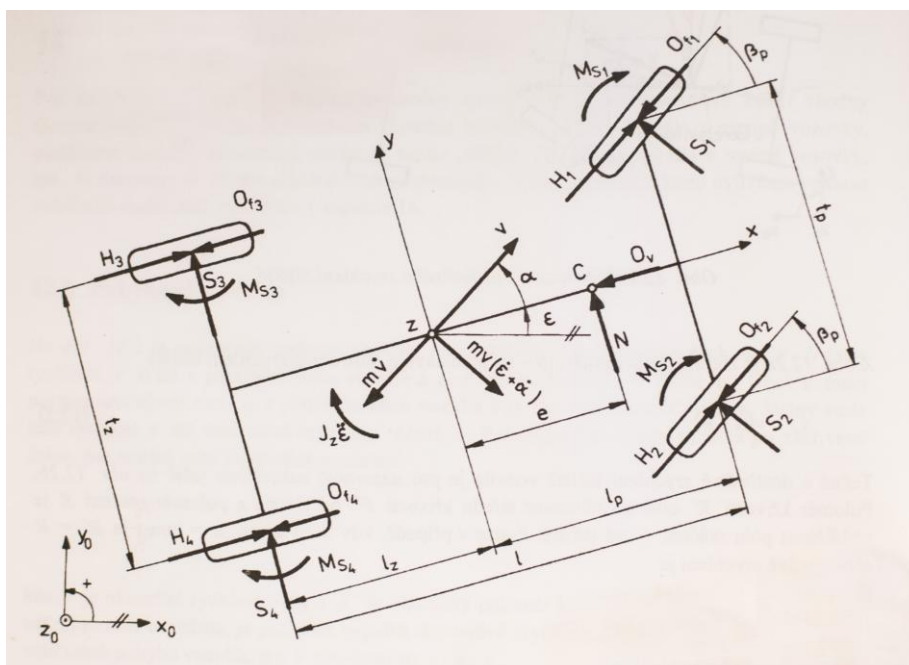


Zdroj: TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 64.

### 11.3 Dynamický model vozidla

Pro teorii vyšetřování směrové dynamiky automobilu je zapotřebí prvně zvolit vhodný matematický model. Jelikož se budu zabývat zejména pohybem vozidla v rovině vozovky, použiji rovinný dynamický model (obr. 41). V tomto případě je poloha těžiště v rovině vozovky, to je, že karoserie se vlivem odstředivých sil nenaklání.

**Obr. 41** Rovinný dvoustupý dynamický model vozidla



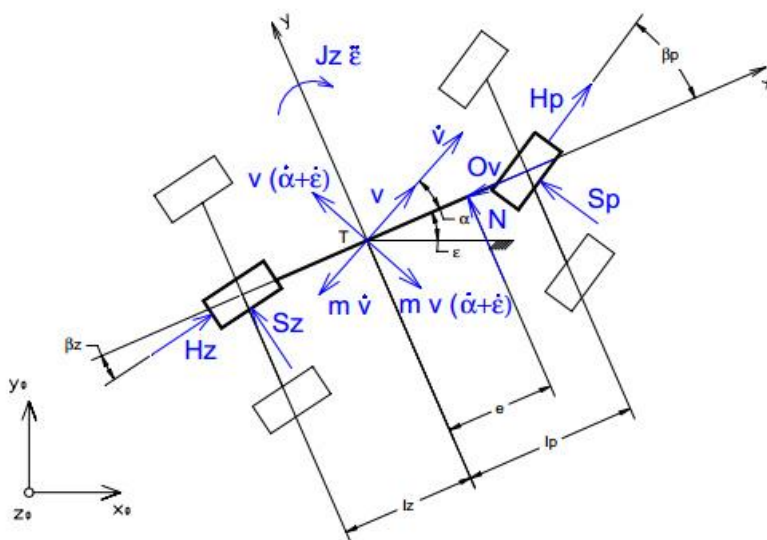
Zdroj: VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlček, DrSc, 2001, rev. 2008 371 s. ISBN 80-238-5273-6, str. 329.

„Na kola vozidla se přenáší hnací síly  $H_i$ , valivé odpory  $O_{fi}$ , boční vodící síly pneumatik  $S_i$  a vratné momenty pneumatik  $M_{si}$  ( $i=1,2,3,4$ ). Boční síly jsou kolmé k podélným rovinám kol a vratné momenty  $M_{si}$  natáčí kola kolem jejich svislých os. V aerodynamickém středu  $C$ , jehož vzdálenost od těžiště  $T$  je označena  $e$ , působí vzdušná boční síla  $N$  a vzdušný odpor  $O_v$ . V těžišti vozidla působí setrvačné síly  $m\dot{v}$  a  $m\dot{v}(\alpha'+\epsilon')$ , kde  $m$  je hmotnost vozidla. Proti natáčení vozidla z původního přímého směru jízdy (směr osy  $x_0$ ) působí setrvačný moment  $J_z \epsilon''$ , přičemž  $J_z$  je hmotnostní moment setrvačnosti vozidla vzhledem k svislé ose  $z$  procházející těžištěm. Úhel natočení předních kol je označen  $\beta_p$ . Vzdálenost těžiště od přední nápravy  $l_p$ , od zadní nápravy  $l_z$ . Rozchod přední nápravy je  $t_p$  a rozchod zadní nápravy je  $t_z$ . Rozvor vozidla je  $l$ .

K obecnému vyšetření říditelnosti a stability automobilu budu používat jednostopý rovinný dynamický model podle obr.42. Tento model poměrně rychle nabízí dobré výsledky, které jsou důležité pro návrh a konstrukci vozidlového systému.

Pokud porovnáme tento model s dvoustopým modelem na obr.41 vidíme, že boční vodící síla na přední nápravě  $S_p = S_1 + S_2$  a na zadní nápravě  $S_z = S_3 + S_4$ , obvodová síla  $H_p = H_1 + H_2$ ,  $H_z = H_3 + H_4$ . Valivé odpory zanedbáme. Můžeme také zanedbat vratné momenty kol.<sup>19</sup>

**Obr. 42** Rovinný lineární jednostopý dynamický model vozidla



Zdroj: [online]. [cit. 2014-11-09]. DOI: <http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2002/Jednostopy%20a%20dvoustopy%20model%20vozidla.pdf>

<sup>19</sup> VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2001, rev. 2008 371 s. ISBN 80-238-5273-6, str. 268

Dle obrázku č.42. můžeme sestavit 3 pohybové rovnice. Podle osy x,y a rovnováhy momentů kolem osy z:

$$-m\dot{v}\cos \alpha + mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha})\sin \alpha - S_p \sin \beta_p + H_p \cos \beta_p + H_z - O_v = 0$$

$$-m\dot{v} \sin \alpha - mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha})\cos \alpha + S_p \cos \beta_p + S_z + H_p \sin \beta_p + N = 0 \quad (19)$$

$$-J_z \ddot{\epsilon} + S_p L_p \cos \beta_p + S_z L_z + H_p l_p \sin \beta_p + Ne = 0$$

Linearizací těchto 3 rovnic dostaneme 3 diferenciální rovnice:

$$-m\dot{v} + H_p + H_z - O_v = 0$$

$$-mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) + S_p + S_z + N = 0 \quad (20)$$

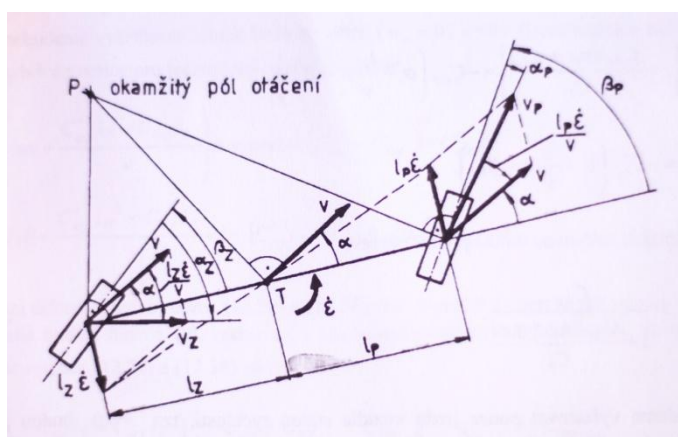
$$-J_z \ddot{\epsilon} + S_p L_p - S_z L_z + Ne = 0$$

Boční síly na nápravách jsou  $S_p = C_{\alpha p} \alpha_p$  a  $S_z = C_{\alpha z} \alpha_z$ , kde  $C_{\alpha}$  jsou směrové tuhosti jednotlivých náprav. Úhly směrových úchylek náprav jsou úhly mezi podélnou rovinou kola a směrem pohybu kola, takže pro malé úhly je určíme dle obr. 43 a platí:

$$\alpha_p = -\alpha - \frac{l_p}{v} \dot{\epsilon} + \beta_p$$

$$\alpha_z = -\alpha - \frac{l_z}{v} \dot{\epsilon} + \beta_z \quad (21)$$

**Obr. 43** Určení směrových úchylek náprav



Zdroj: VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František VlK, DrSc, 2001, rev. 2008 371 s. ISBN 80-238-5273-6, str. 285

Pokud dosadíme tyto rovnice do soustavy rovnic 19., dostaneme lineární pohybové rovnice vozidla, které jsou závislé na kinematických veličinách.

$$\begin{aligned}
 -m\dot{v} + H_p + H_z - O_v &= 0 \\
 -mv(\dot{\varepsilon} + \dot{\alpha}) - C_{aP}(\alpha - \frac{l_p}{v}\dot{\varepsilon} - \beta_p) - C_{az}(\alpha - \frac{l_z}{v}\dot{\varepsilon} + \beta_z) - k_N v_r^2 \tau &= 0 \\
 -J_z \ddot{\varepsilon} - C_{aP} l_p (\alpha + \frac{l_p}{v}\dot{\varepsilon} - \beta_p) - C_{az} l_z (\alpha - \frac{l_z}{v}\dot{\varepsilon}) - k_N e v_r^2 \tau &= 0
 \end{aligned} \tag{22}$$

Úhel natočení předních kol vyjádříme z kinematiky řídicího ústrojí jako:

$$\beta_p = \tilde{\beta}_v - \frac{S_p(n_k + n_s)}{C_f}$$

Boční vodící sílu přední nápravy  $S_p = S_1 + S_2$  vyjádříme jako:

$$S_p = -C'_{aP}(\alpha + \frac{l_p}{v}\dot{\varepsilon} - \tilde{\beta}_v), \tag{23}$$

kde  $C'_{aP}$  je směrová tuhost přední nápravy, kde

$$C'_{aP} = \frac{C_{aP}}{\frac{C_{aP}(n_k + n_s)}{C_f}} \tag{24}$$

a boční vodící síla zadní nápravy  $S_z = S_3 + S_4$  vyjádříme takto:

$$S_z = -C_{az}(\alpha - \frac{l_p}{v}\dot{\varepsilon}) \text{ (předpoklad } \beta_z = 0) \tag{25}$$

## 11.4 Statická říditelnost vozidla

"Statická říditelnost automobilu je dána odezvami systému vozidla na natočení volantu při ustálené jízdě po dráze v kruhu. Vozidlo se pohybuje po kružnici o konstantním poloměru  $R = \text{konst.}$  Zvýšíme-li rychlost jízdy na hodnotu vyšší než  $v = \text{konst.}$ , dojde ke změně dostředivého zrychlení těžiště. Pro dosažení rozdílných hodnot dostředivého zrychlení můžeme také ponechat  $v = \text{konst.}$  a postupně měnit poloměr  $R$ . Tato metoda není z praktického hlediska úplně vhodná jelikož při jízdách zkouškách je zapotřebí velká zkušební plocha."<sup>20</sup>

Pokud budeme vycházet z jednostopého dynamického modelu vozidla a upravíme-li pohybové rovnice 19., (zanedbáváme vzdušné účinky) a protože bereme v úvahu pouze

<sup>20</sup> VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František VlK, DrSc, 2001, rev. 2008 371 s. ISBN 80-238-5273-6, str. 290.



jízdu vozidla konstantní rychlostí ( $\dot{v} = 0$ ), dostaneme pouze dvě lineární nehomogenní diferenciální rovnice:

$$\frac{1}{v} [mv^2 - (C_{\alpha z} l_z - C'_{\alpha p} l_p)] \dot{\varepsilon} + (C'_{\alpha p} + C_{\alpha z}) \alpha_{stat} = C'_{\alpha p} \tilde{\beta}_{V stat} \quad (26)$$

$$\frac{1}{v} (C'_{\alpha p} l_p^2 + C_{\alpha z} l^2 z) \varepsilon_{stat} - (C_{\alpha z} l_z - C'_{\alpha p} l_p) \alpha_{stat} = C'_{\alpha p} l_p \tilde{\beta}_{V stat} \quad (27)$$

Z rovnic 26 a 27 získáme úpravou statický stáčivé rychlosti:

$$\frac{\dot{\varepsilon}}{\beta_v} = \frac{C'_{\alpha p} C_{\alpha z} l}{C'_{\alpha p} C_{\alpha z} l^2 + m(C_{\alpha z} l_z - C'_{\alpha p} l_p) v^2} v = \frac{v}{1 + K v^2} \quad (28)$$

$$\text{kde } K \text{ zobrazuje tzv. faktor stability: } K = m \frac{C_{\alpha z} l_z - C'_{\alpha p} l_p}{C'_{\alpha p} C_{\alpha z} l} \quad (29)$$

Pokud je  $K = 0$ , vozidlo se chová neutrálně, je-li  $K > 0$ , vozidlo se chová jako nedotáčivé a pro  $K < 0$  se vozidlo chová jako přetáčivé. Rovnici 28 je však možno upravit do následujícího tvaru:

$$\frac{\dot{\varepsilon}}{\beta_v} = \frac{v}{l} \frac{1}{1 + K \frac{v^2}{1}} = \frac{v}{l} \frac{1}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}}\right)^2} \quad (30)$$

kde  $v_{ch}$  je tzv. charakteristická rychlost. Určuje se jako podíl rozvoru vozidla ku výše odvozenému faktoru stability  $K$ :

$$v_{ch}^2 = \frac{1}{K} = \frac{C'_{\alpha p} C_{\alpha z} l^2}{m(C_{\alpha z} l_z - C'_{\alpha p} l_p)} \quad (31)$$

Ze znaménka ve jmenovateli plyne, že charakteristická rychlost  $v_{ch}$  může mít jak reálnou, tak i imaginární hodnu. Z tohoto důvodu zavedeme označení  $v_{kr}$ , které nazveme kritickou rychlostí.

$$v_{kr}^2 = \frac{l}{-K} = \frac{C'_{\alpha p} C_{\alpha z} l^2}{m(C_{\alpha z} l_z - C'_{\alpha p} l_p)} \quad (32)$$

Tato rychlost má smysl pouze pro  $K < 0$  - přetáčivé chování vozidla.

**Tabulka 1:** Statický zisk  $\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\beta v}\right)_{stat}$  pro jednotlivá vozidla

Druh vozidla	statický zisk stáčívé rychlosti
nedotáčivé	$\frac{v}{l} \frac{1}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}}\right)^2}$
neutrální	$\frac{v}{l}$
přetáčivé	$\frac{v}{l} \frac{1}{1 - \left(\frac{v}{v_{kr}}\right)^2}$

U vozidla s přetáčivým chováním vzrůstá při  $v = v_{kr}$  statický zisk stáčívé rychlosti podle tabulky č.1 a obrázku č.42 nad všechny meze a vozidlo jedoucí po kruhové dráze, jehož úhel natočení volantu je nulový a je-li rychlost vyšší než  $v_{kr}$  bude ale úhel  $\beta < 0$ . Z toho vyplývá, že pokud by vozidlo projíždělo po dané dráze o přesně daném poloměru, musí být volant natáčen v opačném smyslu, tzv. protiřízení.

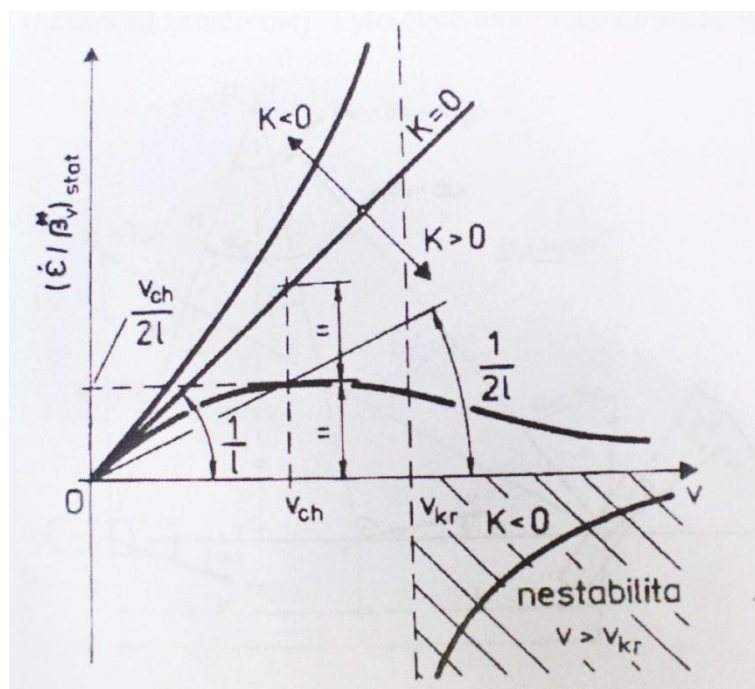
Pro nedotáčivé vozidlo nabývá funkce  $\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\beta v}\right)_{stat}$  své maximální hodnoty při rychlosti  $v = v_{ch}$

a to podle podmínky  $\frac{d\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\beta v}\right)_{stat}}{dv} = 0$  a toto maximum je:

$$\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\beta v}\right)_{stat MAX} = \frac{1}{2l} \sqrt{\frac{l}{K}} = \frac{v_{ch}}{2l} \quad (33)$$

Pro neutrální vozidlo je při  $v = v_{ch}$  velikost statického zisku  $\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\beta v}\right)_{stat} = \frac{v_{ch}}{l}$ , který odpovídá dvojnásobku statického zisku stáčívé rychlosti nedotáčivého vozidla při charakteristické rychlosti jízdy v případě stejného rozvoru  $l$  obou vozidel. Na obrázku č.44 je zobrazena rychlostní charakteristika statického zisku stáčívé rychlosti, která názorně zobrazuje uvedené skutečnosti.

Obr. 44 Zisk stáčívé rychlosti pro jednotlivá vozidla



Zdroj: VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlček, DrSc, 2001, rev. 2008 371 s. ISBN 80-238-5273-6, str. 292.

Statickou říditelnost vozidla je možné také definovat jiným způsobem. Pokud se vozidlo pohybuje po dráze ve tvaru kruhu s konstantním úhlem natočení předních kol  $\beta_p$ , tzn., že poloměr dráhy se zmenšuje či zvětšuje pouze v závislosti na dostředivém zrychlení. V případě, kdy je rychlost nulová ( $v=0$ ), tak směrové úchylny náprav  $\alpha_p$ ,  $\alpha_z$  jsou taktéž nulové a střed zatáčení vozidla  $P_0$  je dán poloměrem  $R_0$  pro který dle obrázku č.45 platí za předpokladu malých úhlů tento vztah:

$$R_0 = \frac{l}{\beta_p} \quad (34)$$

Pokud rychlost nebude nulová ( $v \neq 0$ ), tzn. boční zrychlení  $v^2/R > 0$ , tím v nápravách vozidla začnou vznikat boční síly a tím i směrové úchylny náprav  $\alpha_p$ ,  $\alpha_z$ . Poloměr zatáčení je v tomto případě (stále v případě malých úhlů):

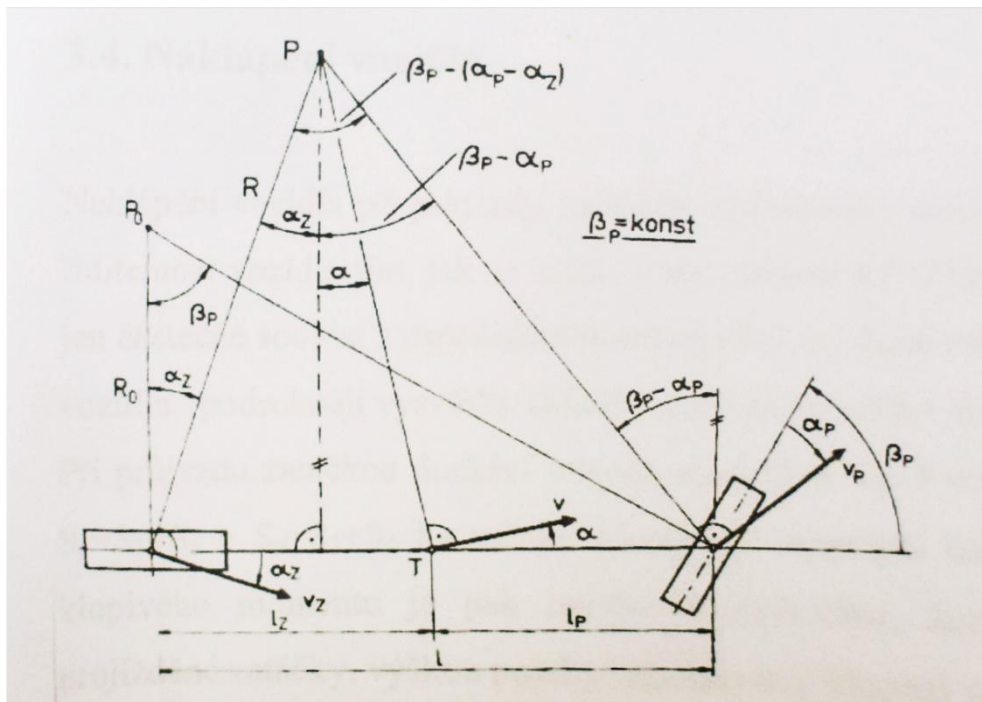
$$R_0 = \frac{l}{\beta_p - (\alpha_p - \alpha_z)} \quad (35)$$

Z předešlého je nyní patrné, že poloměr zatáčení  $R$  není závislý jen na rozvoru a úhlu natočení předních kol, ale též ještě na rozdílu směrových úchylny náprav  $\alpha_p - \alpha_z$ . Právě podle znaménka tohoto rozdílu bude při konstantním natočení předních kol

poloměr  $R$  větší nebo menší než  $R_0$ . Tím se nejčastěji definuje nedotáčivost či přetáčivost vozidla. Pro  $\alpha_p - \alpha_z > 0$

je  $R > R_0$  (nedotáčivost), pro  $\alpha_p - \alpha_z < 0$  je  $R < R_0$  (přetáčivost) a pro  $\alpha_p - \alpha_z = 0$  je  $R = R_0$  (neutrální zatáčivost). Tyto čistě teoretické definice vycházejí z úhlu natočení předních kol.

Obr. 45 Směrové úchyly náprav



Zdroj: VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2001, rev. 2008 371 s. ISBN 80-238-5273-6, str. 299.

Rozdíl směrových úchylek  $\alpha_p - \alpha_z$  můžeme určit ze vztahů:

$$\alpha_p = \frac{S_p}{C_{\alpha P}} = \frac{l}{C_{\alpha P} l} m \frac{v^2}{R} \quad (36)$$

$$\alpha_z = \frac{S_z}{C_{\alpha Z}} = \frac{l}{C_{\alpha Z} l} m \frac{v^2}{R} \quad (37)$$

$$\rightarrow \alpha_p - \alpha_z = m \frac{C_{\alpha Z} l_z - C_{\alpha Z} l_p}{C_{\alpha Z} C_{\alpha P}} \frac{v^2}{R} \quad (38)$$

Pokud dosadíme tento vztah do rovnice 35., dostaneme pro úhel natočení předních kol tuto

$$\text{rovnici: } \beta_p = \frac{l}{R} m \frac{C_{\alpha Z} l_z - C_{\alpha Z} l_p}{C_{\alpha Z} C_{\alpha P}} \frac{v^2}{R}, \quad (39)$$

kde  $1/R = \beta_{p0}$ , což je úhel natočení předních kol při nulové rychlosti. Z toho vztahu vyplývá, že  $\beta_p$  je úhel natočení předních kol, který je potřeba pro splnění předepsané kruhové dráhy při dané rychlosti.

Podle obrázku č.45 lze také vyjádřit úhel směrové úchylky těžiště  $\alpha = \frac{l_z}{R} - \alpha_z$  následovně:

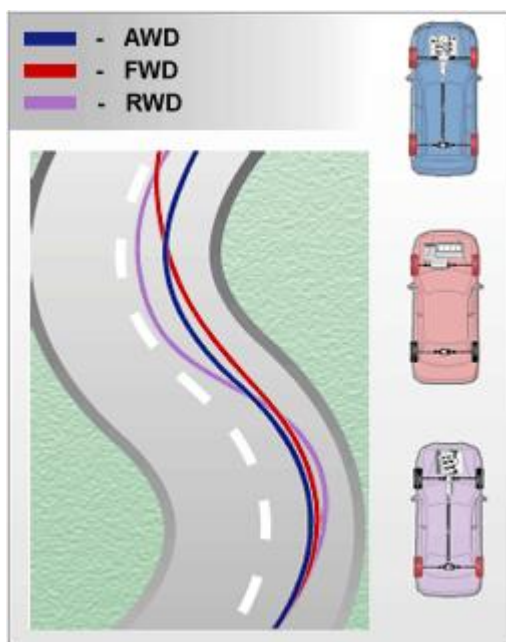
$$\alpha = \frac{l_z}{R} - \frac{S_z}{C_{\alpha Z}} = \frac{l_z}{R} - \frac{1}{C_{\alpha Z}} \frac{l_p}{l} m \frac{v^2}{R} \quad (40)$$

$\Delta\alpha = \alpha_p - \alpha_z < 0$  Přetáčivost (fialová čára – obr. 46) – pohon zadní nápravy),

$\Delta\alpha = \alpha_p - \alpha_z = 0$  Neutrální chování (modrá čára – obr. 46) – pohon 4x4,

$\Delta\alpha = \alpha_p - \alpha_z > 0$  Nedotáčivost (červená čára – obr. 46) – pohon přední nápravy.

**Obr. 46** Průjezd směrovým obloukem dle druhu pohonu



Zdroj: [online]. [cit.2014-24-10].DOI:[http://www.subaru-globalws.com/s030/images/e006112\\_img.gif](http://www.subaru-globalws.com/s030/images/e006112_img.gif)

Chování vozidla je závislé na poměru hmotnosti mezi nápravami, charakteristice pneumatik, rozložení podélných sil na kolech, velikosti bočních sil, výšce těžiště, rozvoru vozidla a geometrii náprav.

#### 11.4.1.1 Přetáčivý vůz

„Na obrázku 47 je vidět, že pro korekci přetáčivého chování vozidla je třeba menší úhel natočení kol, tedy menší úhel natočení volantu než jaký je nutný v případě neutrálního chování vozidla. Pro udržení vytčeného směru jízdy u přetáčivého vozu může v limitních

situacích dojít dokonce k nutnosti natočit kola do protisměru. Pro většinu řidičů se takové vozidlo stává neovladatelné.“<sup>21</sup>

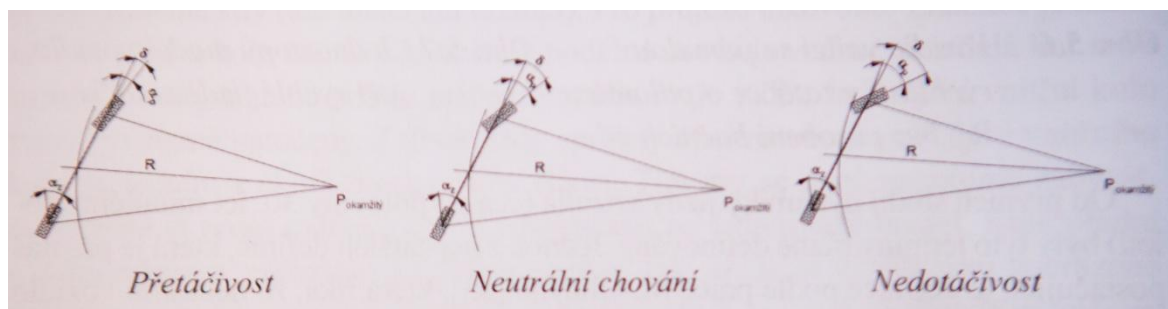
#### 11.4.1.2 Neutrální vůz

Neutrální případ chování vozu je zobrazen na obrázku 47 uprostřed. O velikosti úhlu natočení předních kol vypovídá rovnice  $\delta_0 \cong \frac{l}{R_0}$ , kde  $l$  je rozvor náprav a  $R_0$  je poloměr směrového oblouku. Toto je ideální chování vozidla.

#### 11.4.1.3 Nedotáčivý vůz

„U nedotáčivého vozu je naopak úhel natočení kol větší než u vozidla s neutrálním chováním. Řidič instinktivně vytáčí volant ve směru zatáčky. Všechna současná sériově vyráběná vozidla jsou navrhována jako nedotáčivá.

Obr. 47 Charakteristické stavy chování vozidla v zatáčce podle definice M. Olleyho



Zdroj: TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 66.

#### 11.4.2 Vliv výběru hnací nápravy na směrovou dynamiku

„Velký vliv na směrovou dynamiku mají pneumatiky. Pneumatika, která má přenášet podélné síly má omezenou možnost přenosu bočních sil (výslednice nemůže překročit Kammovu kružnici)“. Během normální jízdy běžný řidič nerozezná, zda má vozidlo s poháněnou přední, zadní nebo oběma nápravami. Toto rozezná až při jízdě po vozovce s nízkým součinitelem adheze (sníh, led), kde má navrch pohon 4x4.

<sup>21</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 66

### 11.4.2.1 Pohon předních kol

„Na kolech přední nápravy se projeví limit adheze. Vozidlo začne mít tendenci se sunout k vnějšímu okraji vozovky. V limitní oblasti je nedotáčivé. U vozidel s předním pohonem se v limitních případech řízení stává zcela neúčinné. Z limitní situace řidiči nepomůže „točit“ volantem, ale ubrat plyn.“<sup>22</sup>

### 11.4.2.2 Pohon zadních kol

Vozidla se zadním pohonem jsou nastavena tak, aby se chovala jako nedotáčivá. Jsou-li vozidla se zadním pohonem osazena výkonnými motory nebo jsou na povrchu s nízkým součinitelem adheze, stávají se nebezpečně přetáčivá. Překročí-li kola zadní nápravy adhezní limit, začnou se protáčet a tím ztratí i možnost zachytit boční sílu. Proti vybočení zádě vozidla může řidič natočit rejdová kola proti směru pohybu zádě vozidla, tzv. „kontra“, protože přední rejdová kola stále nepřekročila adhezní limit a jsou schopna přenést boční sílu.

### 11.4.2.3 Pohon všech kol

Největší výhodu pohonu všech kol zaznamenáme na površích, které mají nízký součinitel adheze. Jak je znázorněno na obrázku 40, hnací síly se rozdělí mezi obě nápravy. Tím je dosaženo, že přenositelné boční síly jsou na obou nápravách větší, než je tomu u pohonu kol pouze jedné nápravy. Použijeme-li uzávěru diferenciálu, dosáhneme dalšího vylepšení, jelikož nemůže nastat případ, že jakékoliv samotné kolo překročilo adhezní limit.

„Vozidlo s pohonem všech kol (záleží na rozdělení hnacího momentu na nápravy a na rozložení zatížení) není náchylné k nedotáčivosti nebo přetáčivosti ani při náhle změně smyslu hnací síly. Svoji charakteristikou bývají tato vozidla nedotáčivá, nebo případně s neutrálním chováním.

Abychom pouze nechválili pohon všech kol, musíme si také připustit, že z výhody se může v kritických situacích stát nevýhoda. Řidič nerozpozná přiblížení krizové situace, situace adhezního limitu včas, protože vozidlo s pohonem všech kol se neprojeví zvýšenou tendencí k přetáčivosti nebo nedotáčivosti jako vozidla s pohonem pouze jedné nápravy.

---

<sup>22</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 70

Navíc, protože všechna čtyři kola přenáší hnací sílu, je dosažitelná rychlost na kluzké vozovce vyšší než u vozidel s pohonem pouze jedné nápravy.<sup>23</sup>

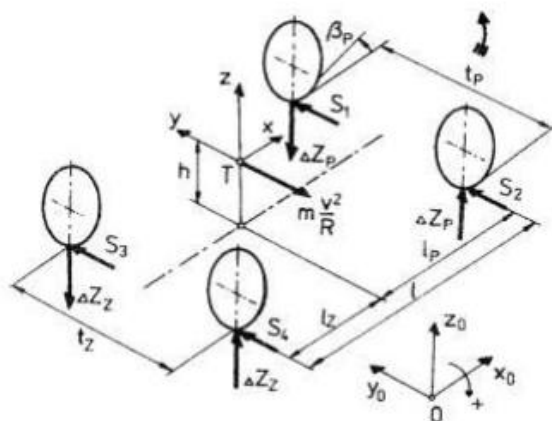
## 11.5 Naklápění vozidla

Naklápění vozidla při průjezdu směrovým obloukem výrazně ovlivňuje jízdní vlastnosti a říditelnost vozidla. Je to způsobeno změnou svislého zatížení kol a jejich klopení. Ačkoliv naklápění a s tím související chování vozidla souvisí s koncepcí pohonu vozidel jen částečně, tak je nutné jej podrobněji vysvětlit, ikdyž se při simulacích v rovině XY neuvažuje.

Při průjezdu směrovým obloukem dochází vlivem odstředivé síly  $F = mv^2/R$  a bočních reakcí pneumatik  $S_p = S_1 + S_2$  a  $S_z = S_3 + S_4$  ke vzniku klopivého momentu kolem osy klopení vozidla. Velikost klopivého momentu je nejvíce závislá na rychlosti vozidla, poloměru projížděného směrového oblouku, na výšce polohy těžiště vozidla a osy klopení vozidla.

$$M = m \frac{v^2}{R} h \quad (41)$$

Obr. 48 Účinky odstředivé síly



Zdroj:[online].[cit.2014-11-09].DOI:

[https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=41886](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=41886)

Tento moment naklápí vozidlo a má za následek změnu svislého zatížení kol, to je radiálních reakcí. V případě průjezdu levého směrového oblouku se svislé zatížení levého

<sup>23</sup> TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7, str. 71



předního kola zmenší o hodnotu  $\Delta Z_p$  a o stejnou hodnotu se zvětší zatížení pravého předního  $\Delta Z_z$ . Obdobně je tomu i na zadní nápravě. Tím vzniká reakční moment:

$$M = \Delta Z_p t_p + \Delta Z_z t_z, \quad (42)$$

kde  $t_p$  je rozchod předních kol a  $t_z$  rozchod zadních kol. Klopný moment odstředivé síly a reakční moment musí být v rovnováze:

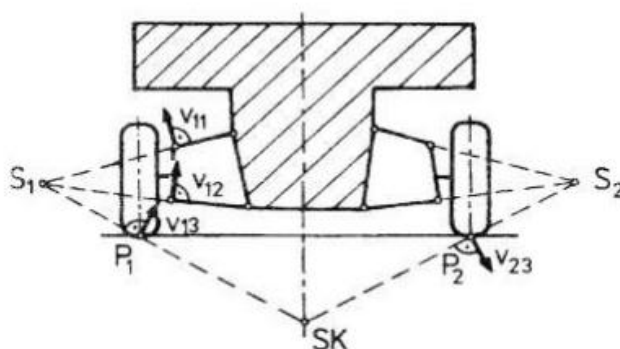
$$m \frac{v^2}{R} h = \Delta Z_p t_p + \Delta Z_z t_z \quad (43)$$

Výsledné radiální reakce od jednotlivých kol stanovíme:

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{1}{2} Z_{Pstat} - \Delta Z_p = \frac{1}{2} mg \frac{l_z}{l} - \Delta Z_p \\ Z_2 &= \frac{1}{2} Z_{Pstat} + \Delta Z_p = \frac{1}{2} mg \frac{l_z}{l} + \Delta Z_p \\ Z_3 &= \frac{1}{2} Z_{Zstat} - \Delta Z_p = \frac{1}{2} mg \frac{l_p}{l} - \Delta Z_p \\ Z_4 &= \frac{1}{2} Z_{Zstat} + \Delta Z_p = \frac{1}{2} mg \frac{l_p}{l} + \Delta Z_p. \end{aligned} \quad (44)$$

„Při naklápění vozidla dochází ke klopení karosérie kolem okamžitého pólu SK, který nazýváme středem klopení. Poloha středu klopení se stejně jako okamžitá poloha těžiště mění s náklonem karosérie nebo s příčným sklonem vozovky. Do výpočtů se ale většinou změna polohy okamžitého pólu SK neuvažuje. Poloha středu klopení je závislá na konstrukci nápravy a je tedy pro různé typy náprav rozdílná.“<sup>24</sup>

**Obr. 49** Střed klopení karosérie



Zdroj:[online].[cit.2014-11-09].DOI:

[https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=41886](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=41886)

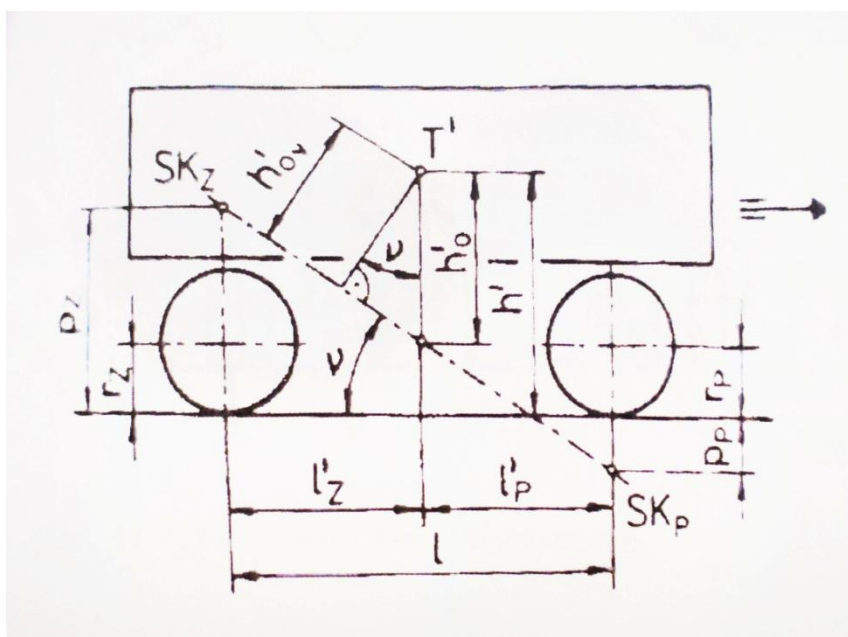
<sup>24</sup> VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2001, rev. 2008 371 s. ISBN 80-238-5273-6, str. 328.

Předpokládáme-li tuhou karosérii, je možné pro určité vozidlo zkonstruovat střed klopení pro přední nápravu  $SK_P$  a pro zadní nápravu  $SK_Z$ . Klopení karosérie poté probíhá kolem osy, která protíná oběma středy klopení náprav. Svislá vzdálenost těžiště odpružené části vozidla od osy klopení je podle obrázku č.50:

$$h'_0 = h' - \frac{P_P l'_Z + P_Z l'_P}{l}, \quad (45)$$

kde  $p_p$  a  $p_z$  je výška středu klopení, které můžeme vidět na obrázku č.50.

**Obr. 50** Poloha těžiště vůči ose klopení



Zdroj: VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František VlK, DrSc, 2001, rev. 2008 371 s. ISBN 80-238-5273-6, str. 329.

V těžišti odpružené části  $T'$  vozidla působí i odstředivá síla, která způsobuje k ose klopení moment  $m'(v^2/R)h_0$ . Při otáčení odpružené části vozidla zároveň dochází i k bočnímu posunu těžiště o hodnotu  $h_0' \sin \psi$  a tím i vzniku dalšího klopivého momentu  $m' gh_0' \psi$ . Klopivý moment je dán vztahem:

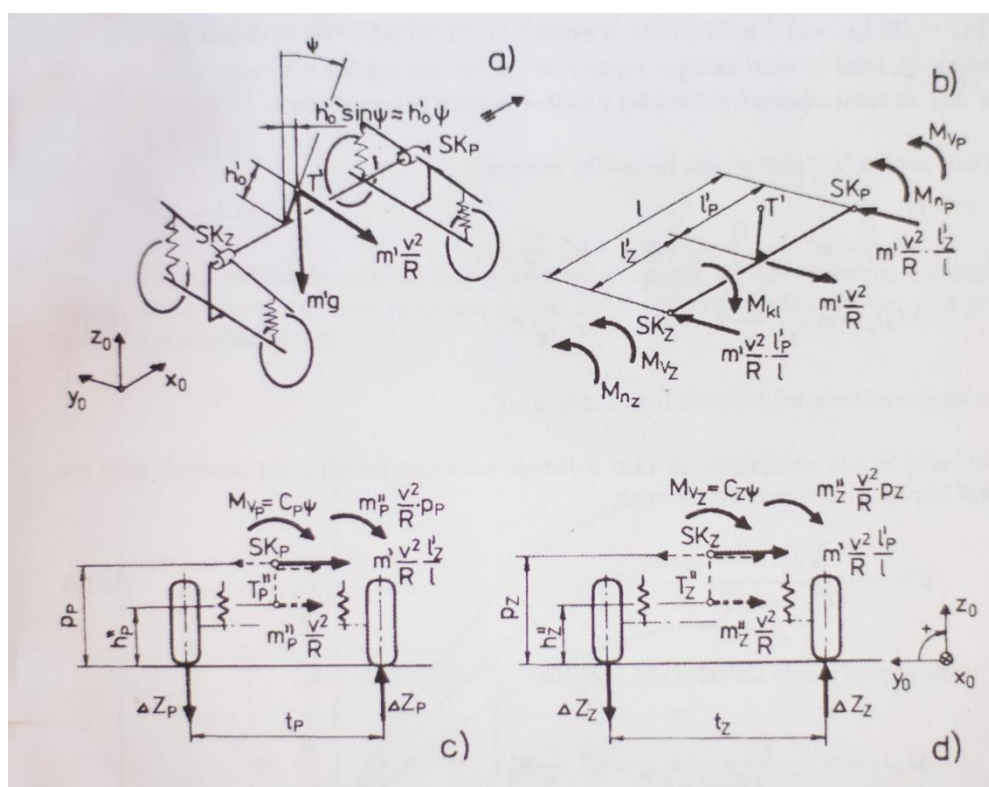
$$M_{KL} = m' \frac{v^2}{R} h'_0 + m' gh'_0 \Psi \quad (46)$$

Naklápění karosérie je ovlivněno setrvačnými silami neodpružených částí vozidla. V těžištích  $T_p''$  a  $T_z''$  působí také odstředivé síly a tím vznikají momenty:

$$M_{n_P} = -m_p'' \frac{v^2}{R} (p_P - h_p'') \quad M_{n_Z} = -m_z'' \frac{v^2}{R} (p_Z - h_z''), \quad (47)$$

kde  $h_p''$  a  $h_z''$  jsou výšky polohy těžiště neodpružených hmot vozidla.

Obr. 51 Výpočet úhlu klopení karosérie



Zdroj: VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2001, rev. 2008 371 s. ISBN 80-238-5273-6, str. 335.

Celkový klopný moment vyvolaný odstředivou silou při jízdě směrovým obloukem je:

$$M = m'h'_0 \left( \frac{v^2}{R} + g\Psi \right) - [m''_P(p_P - h''_P) + m''_Z(p_Z - h''_Z)] \frac{v^2}{R}, \quad (48)$$

Proti tomuto momentu působí vratné momenty náprav způsobené jejich klopnou tuhostí  $C_P$  a  $C_Z$ . Vratný moment náprav je:

$$M = (C_P + C_Z)\Psi \quad (49)$$

Z rovnic 48 a 49 můžete určit úhel naklonění karosérie, který vzniká při průjezdu vozidla směrovým obloukem. Tyto skutečnosti můžeme sledovat v obrázku č.51.

$$\Psi = \frac{m'h'_0 - m''_P(p_P - h''_P) + m''_Z(p_Z - h''_Z)}{C_P + C_Z - m'gh_0} \frac{v^2}{R} \quad (50)$$

Při jízdě vozidla je samozřejmě žádoucí, aby úhel naklonění karosérie dosahoval co nejnižších hodnot, jelikož velmi výrazně pozitivně ovlivňuje jízdní vlastnosti a přináší větší stabilitu vozidla při prudkých změnách směru pohybu vozidla. Ze vztahu 50 vyplývá, že při konstrukci vozidla by mělo být největší snahou snížit hmotnost neodpružených částí vozidla a snížit polohu těžiště.

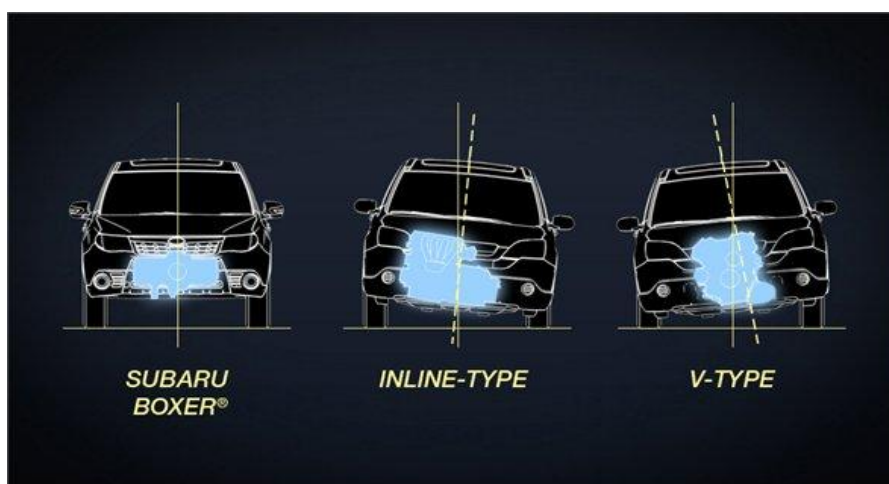
**Obr. 52** Velikost klopivého momentu v závislosti na výšce těžiště vozidla - vlevo dole podélně uložený motor typu boxer, vpravo dole příčně uložený řadový motor



Zdroj:[online].[cit.2014-11-09].DOI: <http://subaru-com-au.s3.amazonaws.com/boxer-02.jpg>

Tohoto se dá docílit zejména typem a umístěním hnacího ústrojí. Pokud by se měly srovnávat hlavní tři uspořádání v současné době používaných typů motorů (motor řadový, motor s uspořádáním válců do V a motor typu boxer), tak jako zcela nejvýhodnější uspořádání se jeví motor typu boxer s protiběžnými písty, se kterými se nejčastěji setkáme ve vozech Subaru. Toto uspořádání motoru výrazně snižuje výšku těžiště a díky svému symetrickému uložení umožňuje také symetrické uložení převodovky ve středu vozidla. To má výhodu v lepším rozložení hmotnosti mezi nápravy.

**Obr. 53** Srovnání nejpoužívanějších koncepcí motorů - Boxer, řadový motor, V- motor



Zdroj:[online].[cit.2014-11-09].DOI: [http://cdn2.hubspot.net/hub/328209/file-36398962-jpg/LowProfile\\_static\\_960.jpg?t=1416592224475](http://cdn2.hubspot.net/hub/328209/file-36398962-jpg/LowProfile_static_960.jpg?t=1416592224475)

Z výše vypsaného vyplývá, že nejvýhodnější z hlediska jízdních vlastností je použití právě podélně uloženého motoru typu boxer s protiběžnými písty. V kombinaci s vyspělým pohonem všech kol pak dostaneme vozidlo, které má celkové jízdní vlastnosti, tím i celou aktivní bezpečnost na mnohem vyšší úrovni než u většiny vozidel používajících klasickou koncepci s pohonem jediné nápravy. Právě pro tuto nespornou výhodu využívá tuto koncepci automobilka Subaru u téměř všech vyráběných vozidel a zejména díky tomu jsou vozidla Subaru celosvětově známé pro jejich skvělé jízdní vlastnosti nejen na silnici, ale i v lehkém terénu. Firma Porsche používá obdobnou koncepci, ale s motorem vzadu a povětšinou pohonem pouze zadní nápravy.

## 12 Vytvoření dynamického nelineárního dvoustopého rovinného modelu automobilu

Pro simulaci některých jízdních stavů lze s výhodou využít různého softwaru. Pro simulaci a srovnání chování jízdních vlastností vozidel s různou koncepcí pohonu při průjezdu směrovým obloukem použijí program Simulink, který je implementován v programu Matlab.

### 12.1 Matematický popis systému

Při skládání matematických rovnic vycházím z dvoustopého dynamického modelu dle obrázku č.41 v kapitole 9.3. Právě tento model je vhodný pro simulaci vozidla s pohonem všech kol na rozdíl od zjednodušeného jednostopého. Na každé kolo může působit různá hnací síla tak, jako je to ve vozidle s aktivními diferenciály. Stejně jako u jednostopého modelu musím brát na zřetel stejné boční vodící síly pro jednotlivá kola na stejné nápravě a bude tedy platit: vodící síla na přední nápravě  $S_p = S_1 + S_2$  a na zadní nápravě  $S_z = S_3 + S_4$ .

Pro dvoustopý model vozidla můžeme tedy sepsat 3 základní pohybové rovnice viz kapitola 9.3.

$$\begin{aligned}
 -m\dot{v}\cos\alpha + mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha})\sin\alpha - S_p \sin\beta_p + (H_1 + H_2)\cos\beta_p + H_3 + H_4 - O_v &= 0 \\
 -m\dot{v}\sin\alpha - mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha})\cos\alpha + S_p \cos\beta_p + S_z + (H_1 + H_2)\sin\beta_p + N &= 0 \quad (51) \\
 -J_z\ddot{\epsilon} + S_p L_p \cos\beta_p + S_z L_z + (H_1 + H_2)l_p \sin\beta_p - (H_1 - H_2)\frac{t_p}{2} - (H_3 - H_4)\frac{t_z}{2} + Ne &= 0 \quad ,
 \end{aligned}$$

$$\text{kde } O_v = \frac{1}{2} \rho S C_x v^2$$

Jelikož úhly  $\alpha$  a  $\beta_p$  jsou tak malé, můžeme s určitou přesností předpokládat, že  $\cos \alpha = 1$  a  $\cos \beta_p = 1$ .

Pohybové rovnice následně upravíme:

$$\begin{aligned} -m\dot{v} + mv(\dot{\varepsilon} + \dot{\alpha})\sin \alpha - S_p \sin \beta_p + H_1 + H_2 + H_3 + H_4 - O_v &= 0 \\ -m\dot{v} \sin \alpha - mv(\dot{\varepsilon} + \dot{\alpha}) + S_p + S_z + (H_1 + H_2)\sin \beta_p + N &= 0 \quad (52) \\ -J_z \ddot{\varepsilon} + S_p L_p + S_z L_z + (H_1 + H_2) l_p \sin \beta_p - (H_1 - H_2) \frac{t_p}{2} - (H_3 - H_4) \frac{t_z}{2} + Ne &= 0 \quad , \end{aligned}$$

Z první rovnice ze soustavy rovnic 51 si vyjádříme:

$$-m\dot{v} = mv(\dot{\varepsilon} + \dot{\alpha})\sin \alpha + S_p \sin \beta_p - H_1 - H_2 - H_3 - H_4 + O_v \quad (53)$$

$$\Rightarrow \dot{v} = \frac{1}{m} (mv(\dot{\varepsilon} + \dot{\alpha})\sin \alpha + S_p \sin \beta_p + H_1 + H_2 + H_3 + H_4 - O_v) \quad (54)$$

Rovnici 53 dosadíme do druhé rovnice ze soustavy rovnic 51 a dostaneme:

$$\begin{aligned} [-mv(\dot{\varepsilon} + \dot{\alpha})\sin^2 \alpha + S_p \sin \alpha \sin \beta - H_1 \sin \alpha - H_2 \sin \alpha - H_3 \sin \alpha - H_4 \sin \alpha + \\ O_v \sin \alpha] - m\dot{v}\varepsilon + \alpha + S_p + S_z + H_1 \sin \beta_p + H_2 \sin \beta_p = 0 \quad (55) \end{aligned}$$

Protože  $\alpha$  a  $\beta_p$  jsou tak malé (téměř zanedbatelné), můžeme použít vyjádření  $\sin^2 = 0$ ,  $\sin \alpha \sin \beta = 0$ . Poté hodnoty dosadíme do rovnice č.55 a po úpravě dostaneme:

$$-m\dot{v}(\dot{\varepsilon} + \dot{\alpha}) + S_p + S_z - (H_1 + H_2 + H_3 + H_4 - O_v)\sin \alpha - (H_1 + H_2)\sin \beta_p = 0 \quad (56)$$

$$\Rightarrow m\dot{v}\dot{\alpha} = -m\dot{v}\dot{\varepsilon} + S_p + S_z - (H_1 + H_2 + H_3 + H_4 - O_v)\sin \alpha - (H_1 + H_2)\sin \beta_p$$

$$\dot{\alpha} = \frac{1}{m\dot{v}} (-m\dot{v}\dot{\varepsilon} + S_p + S_z - (H_1 + H_2 + H_3 + H_4 - O_v)\sin \alpha + (H_1 + H_2)\sin \beta_p) \quad (57)$$

Následně můžeme ze třetí rovnice soustavy rovnic 51 vyjádřit:

$$\ddot{\varepsilon} = \frac{1}{J_z} (S_p L_p - S_z L_z + (H_1 + H_2) l_p \sin \beta_p - (H_1 - H_2) \frac{t_p}{2} - (H_3 - H_4) \frac{t_z}{2} + Ne) = 0 \quad (58)$$

Předpoklad je, že rychlost bočního větru je velmi nízká, tzn., že velikost stáčivého momentu můžeme zanedbat. Dále víme podle rovnic č.23 a 25, že:

$$S_p = -C'_{aP} (\alpha + \frac{l_p}{v} \dot{\varepsilon} - \tilde{\beta}_v), \quad (59)$$

$$S_z = -C_{aZ} (\alpha - \frac{l_p}{v} \varepsilon) \quad (60)$$

$$\text{kde } C'_{aP} = \frac{C_{aP}}{C_f(n_k + n_s)}$$

a podle literatury :

$$\beta_p = \frac{c'_{aP}}{c_{aP}} \tilde{\beta}_v + \left(1 - \frac{c'_{aP}}{c_{aP}}\right) + \left(\alpha - \frac{l_p}{v} \dot{\varepsilon}\right) \quad (61)$$

Tímto se dostáváme podle rovnic č.53, 56 a 60 k soustavě rovnic o 6 neznámých, dle kterých máme možnost navrhnout simulační model pro výpočty odezev pohybu vozidla na natočení volantu rejdovými koly a hnací síly.

Pro určení polohy vozidla v čase a k vykreslení jeho trajektorie ještě vyjádříme:

$$x = \int_0^t v \cdot \cos(\alpha + \varepsilon) dt \quad (62)$$

$$y = \int_0^t v \cdot \sin(\alpha + \varepsilon) dt \quad (63)$$

## 12.2 Sestavení dynamického modelu v programu Simulink

Simulink je naprogramován k simulacím a modelování dynamických systémů. Obsahuje v sobě několik knihoven s bloky, pomocí kterých lze jednoduše vytvářet bloková schémata dynamického systému. Každý blok je z určitého pohledu přenosová funkce s graficky znázorněnými vstupy a výstupy se zobrazitelným dialogem s nastavitelnými parametry. V případě této práce Simulink skvěle poslouží pro simulaci průjezdu vozidla po kruhové dráze. Bude tak možnost srovnat rozdíly mezi vozidly, které mají různou koncepci pohonu, podle odezvy dynamických modelů vozidel na vstupní signály.

Celkově jsem naprogramoval 4 modely vozidel, které podle vnitřně nastavených parametrů simulují 3 různé druhy pohonu vozidel, ale poslední model vozidla s pohonem všech kol je dále upraven, aby bylo možno simulovat vozidlo s aktivní regulací stáčivého momentu, které je v praxi zastoupeno použitím aktivních diferenciálů.

Jako první model jsem vzal model nedotáčivého vozidla se zkrácenou přední koncepcí, druhý model simuluje model se zkrácenou zadní koncepcí a třetí model s neutrálním chováním s pohonem všech kol s točivým momentem rovnoměrně rozloženým mezi nápravy v poměru 50:50. Poslední model je modifikací třetího s různým rozdělením točivého momentu mezi nápravy, tak jak je to umožněno aktivními diferenciály - mezinápravovým a zadním nápravovým. Tento model má alespoň částečně simulovat možnosti nejvyspělejších systémů pohonu všech kol v současnosti aktivním přerozdělováním točivého momentu dle příkazů z elektronické řídicí jednotky na základě údajů z mnoha snímačů umístěných po celém vozidle. Naprosto přesná regulace stáčivého momentu na základě zpětných vazeb z mnoha senzorů (model pneumatiky, kol, prokluzu)

a výpočtů elektronické řídicí jednotky (hlavní výpočty modelu vozidla) je mimo možnosti této mé práce. Přesto i za pomoci simulace u takto zjednodušeného modelu s regulací hnacích sil, mám možnost při správném odhadu rozdělení hnacích sil docílit výsledků srovnatelných s výše popsaným modelem. Tyto výsledky mají naprosto shodnou transparentnost.

Všechny 4 modely jsou poskládány na základě diferenciálních rovnic pro dvoustopý model daných v kapitole 9.3.. V případě vozidla s předním a zadním pohonem, kde neberu v úvahu použití aktivních diferenciálů, které umožňují různé přerozdělování hnacích sil (tzn, že  $H_1=H_2$  a  $H_3=H_4$ ), přejde ve své podstatě dvoustopý model na model jednostopý vyrušením několika členů (beru v úvahu i stejné boční síly pro kola stejné nápravy).

Jednotlivé modely použiji pro simulace průjezdu vozidla po kruhové dráze s určitou počáteční rychlostí a dle natočení volantu (předních rejdových kol) a velikosti přiváděné hnací síly budu sledovat časový průběh jednotlivých veličin a odezvy systému. Tím budu mít možnost porovnat časové průběhy jednotlivých veličin, které mají největší vliv na statickou říditelnost a celkové jízdní vlastnosti vozidla jednotlivých koncepcí pohonu.

### 12.2.1 Použité veličiny a jejich hodnoty

Tabulka 2: Přehled použitých veličin společných pro všechny modely

Společné pro všechny 3 modely			
značka	veličina	hodnota	jednotka
$C_{\alpha P}$	směrová tuhost předních pneumatik	60000	N.rad <sup>-1</sup>
$C_{\alpha Z}$	směrová tuhost zadních pneumatik	50000	N.rad <sup>-1</sup>
$C_{\alpha r}$	tuhost řízení	12500	N.rad <sup>-1</sup>
$J_z$	moment setrvačnosti vozidla k ose Z	1550	kg.m <sup>2</sup>
$m$	hmotnost vozidla	1300	kg.m <sup>2</sup>
$t_p$	rozchod kol přední nápravy	0,8	m
$t_z$	rozchod kol zadní nápravy	0,8	m
$r$	dynamický poloměr kola	0,314	m
$M_m$	maximální hnací moment motoru	190	N.m
$i$	převod převodky řízení	15	-
$i_c$	celkový převod na II. rychlostní stupeň	8,47	-
$S_x$	čelní plocha vozidla	2,2	m <sup>2</sup>
$c_x$	aerodynamický součinitel odporu vzduchu	0,33	-



**Tabulka 3:** Přehled použitých veličin odlišných pro nedotáčivé vozidlo

Nedotáčivé vozidlo			
značka	veličina	hodnota	jednotka
$l_p$	vzdálenost těžiště od přední nápravy	1,25	m
$l_z$	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	1,35	m

**Tabulka 4:** Přehled použitých veličin odlišných pro přetáčivé vozidlo

Přetáčivé vozidlo			
značka	veličina	hodnota	jednotka
$l_p$	vzdálenost těžiště od přední nápravy	1,34	m
$l_z$	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	1,18	m

**Tabulka 5:** Přehled použitých veličin odlišných pro vozidlo s pohonem všech kol

Neutrální vozidlo			
značka	veličina	hodnota	jednotka
$l_p$	vzdálenost těžiště od přední nápravy	1,25	m
$l_z$	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	1,25	m

Výpočet maximální hnací síly:

$$H_{max} = \frac{M_m \cdot i_c \cdot \mu}{r} = \frac{190,8,47 \cdot 0,9}{0,314} = 4613 \text{ N}$$

Ve výpočtu jsou uvažovány ideální podmínky při součiniteli adheze  $\mu = 0,9$ . Pro upřesnění je také třeba uvést, že přesná velikost největší hnací síly je z hlediska sledovaného chování vozidla nepodstatná. Nejvíce nás zajímá její rozdělení mezi jednotlivé nápravy nebo jednotlivá kola nápravy.

### 12.2.2 Vlastní simulace

Celkově byly provedeny dvě simulace. Vstupními signály simulací bylo natočení volantu a hnací síla na kolech, dále je uvažována určitá počáteční rychlost. V simulacích jsou pak snímány jednotlivé výstupní signály všech neznámých veličin a jejich derivací.

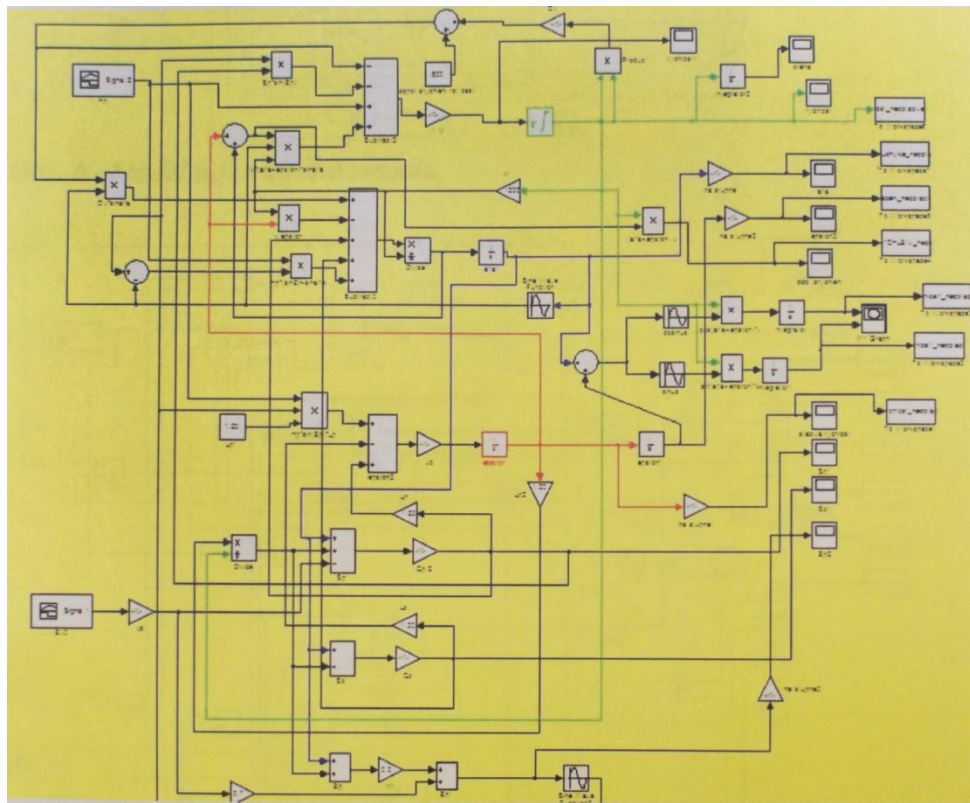
### **12.2.2.1 1.simulace**

Za první simulace je vozidlu udělena počáteční rychlost 5 m/s a v čase 0 s dochází k natáčení volantu na hodnotu 1 rad rychlosti 1 rad/s a vozidlu je udělována hnací síla, která lineárně roste po dobu 10s na hodnotu 4600N. Vozidlu se zkrácenou přední koncepcí je hnací síla "posílána" na přední kola, vozidlu se zkrácenou zadní koncepcí na kola zadní nápravy a vozidlu s pohonem všech kol je síla rovnoměrně rozdělena mezi nápravy v poměru 50:50. První simulace byla provedena u všech 3 modelů vozidel jednotlivých koncepcí pohonu a v případě vozidla s pohonem všech kol je model dále modifikován a hnací síla je nerovnoměrně přerozdělena v poměru 35:65 ve prospěch zadní nápravy a dále je hnací síla přerozdělena v poměru 45:55 ve prospěch vnějšího zadního kola. Celkově tedy mám 4 modely u kterých při simulaci pozoruji trajektorii pohybu a časový průběh všech neznámých veličin, zejména stáčivé rychlosti, bočního zrychlení a směrové úchyly vozidla. Celková doba simulace je 16 s.

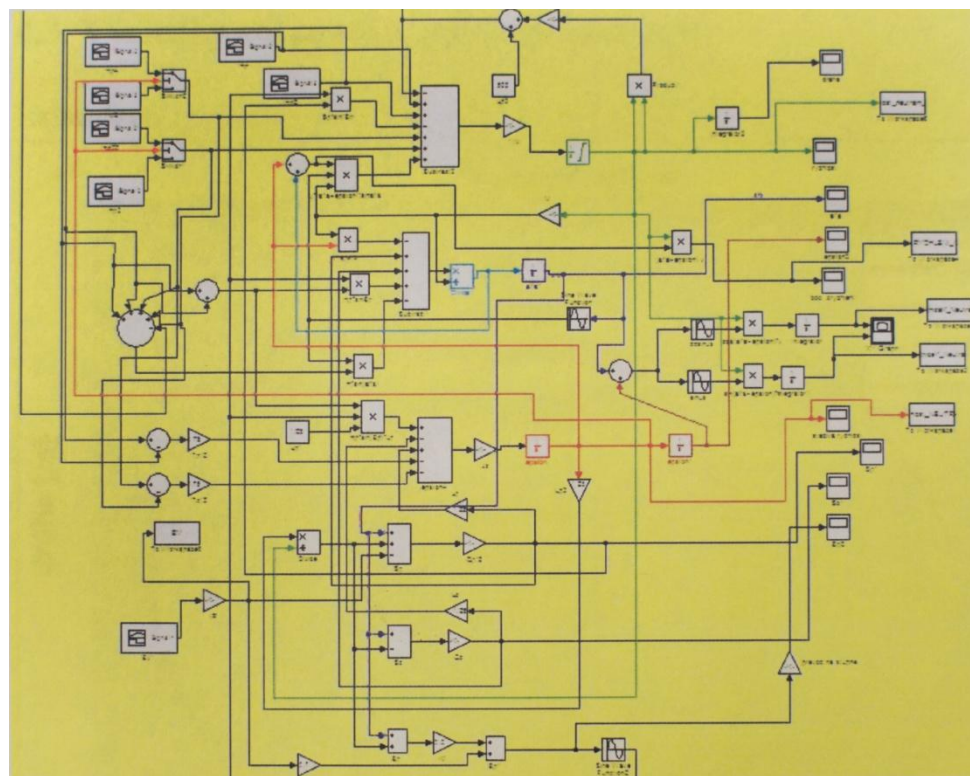
### **12.2.2.2 2.simulace**

Ve druhé simulaci se vozidlo rozjíždí z nulové počáteční rychlosti a natočením volantu v čase 0 s je 1 rad. Toto natočení volantu je konstantní po celou dobu simulace. Hnací síla je udělována na nápravy vozidel jednotlivých koncepcí stejně jako v první simulaci. Celková doba simulace je v tomto případě 25 s. Za cíl této simulace je považováno sledování statického zisku jednotlivých koncepcí a ověřit si tak simulaci skutečnosti uvedené v kapitole 9.4.

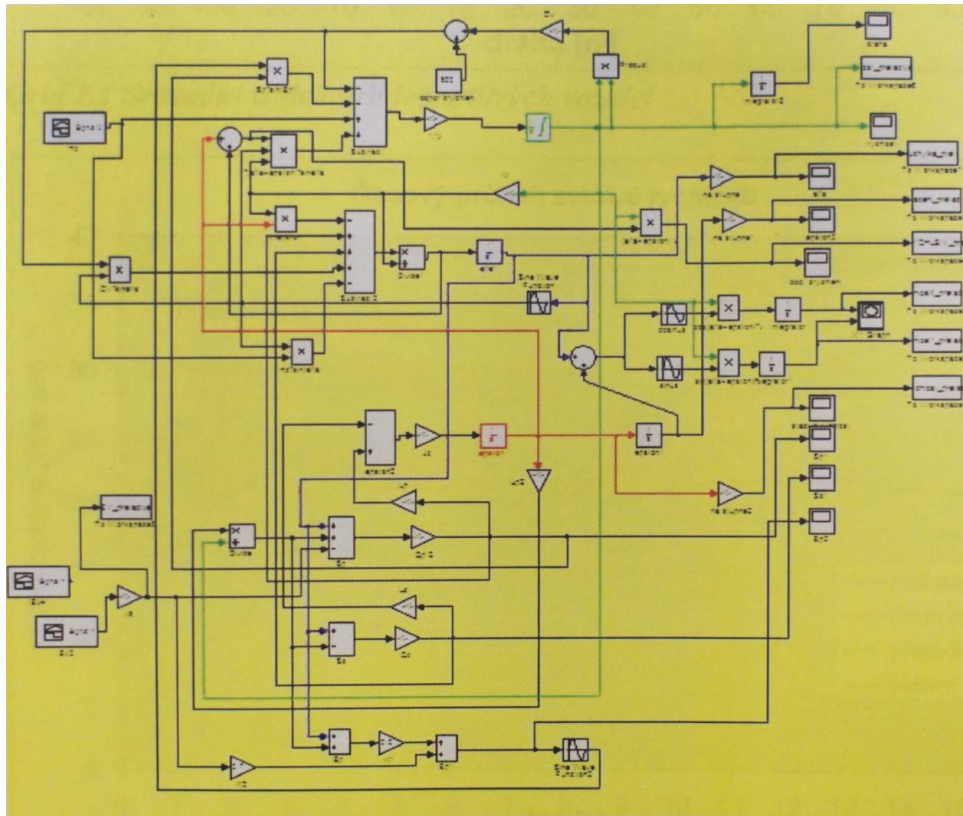
Obr. 54 Model nedotáčivého vozidla



Obr. 55 Model neutrálního vozidla



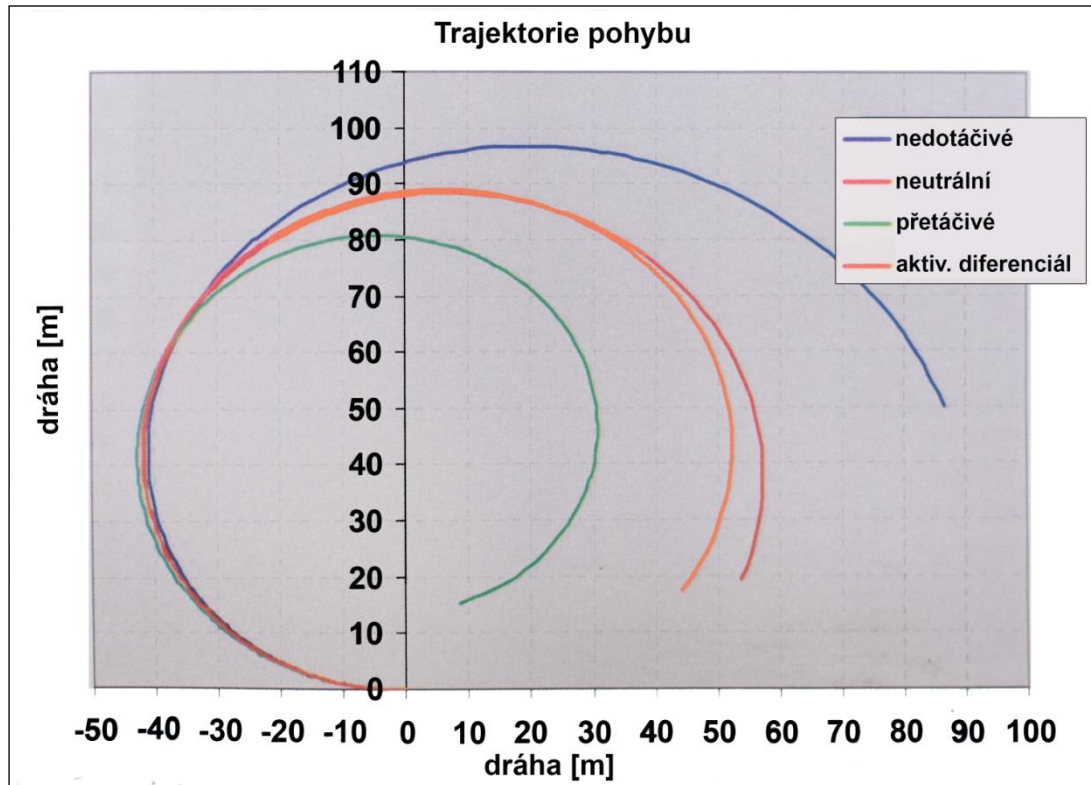
Obr. 56 Model přetáčivého vozidla



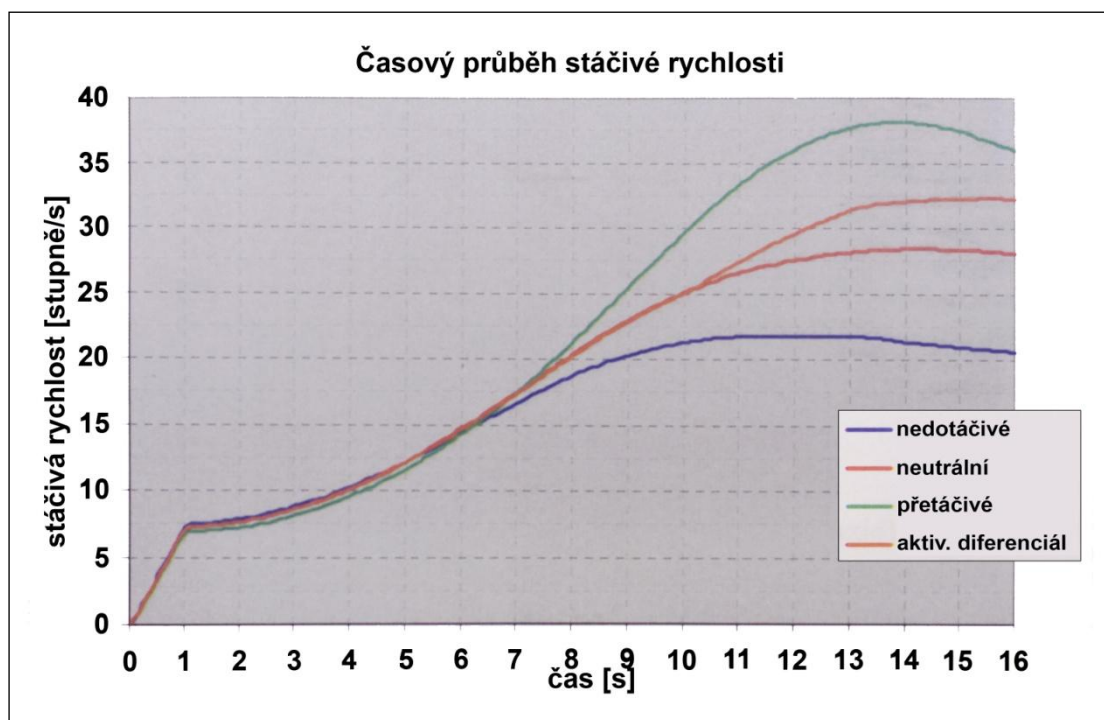
## 12.2.3 Výsledky simulace a jejich zhodnocení

### 1.simulace

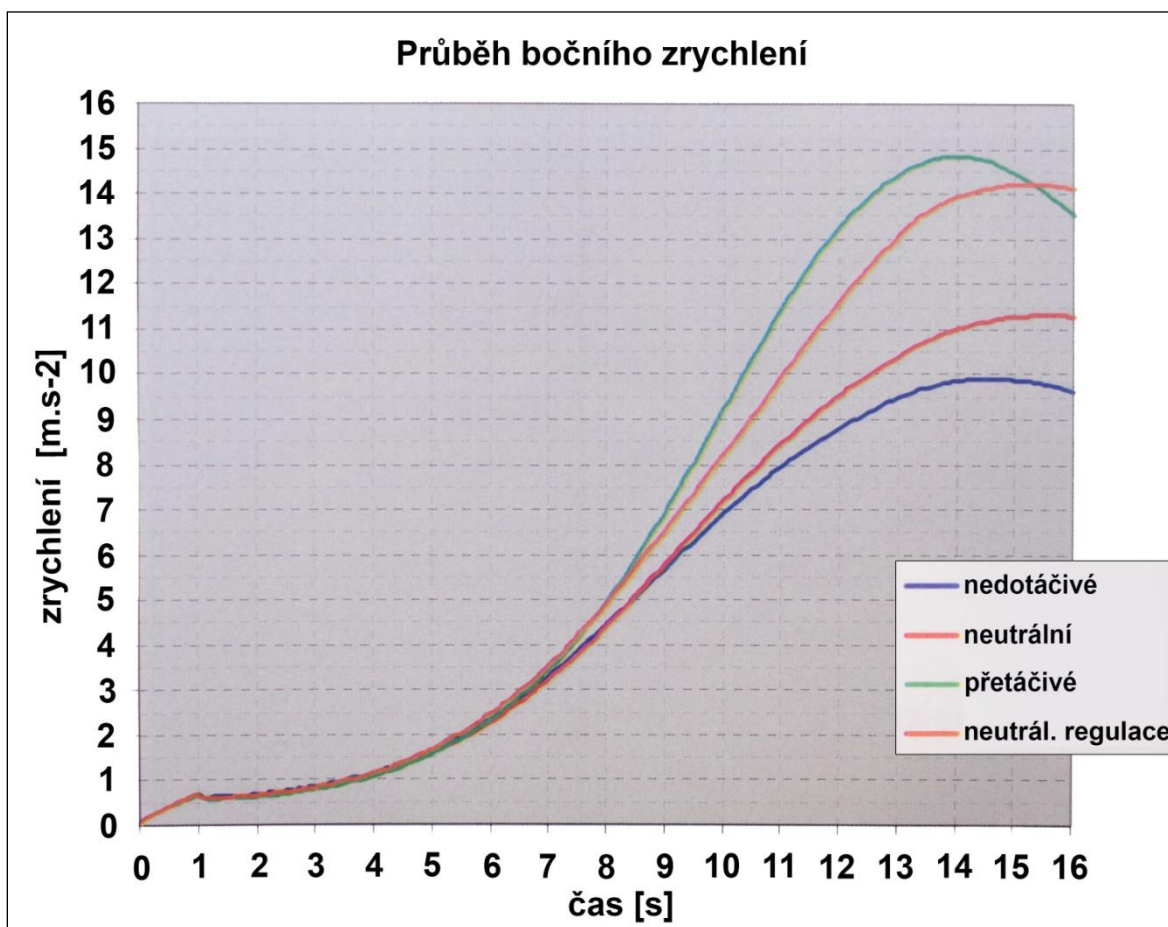
Graf č. 1 Srovnání trajektorií jednotlivých vozidel



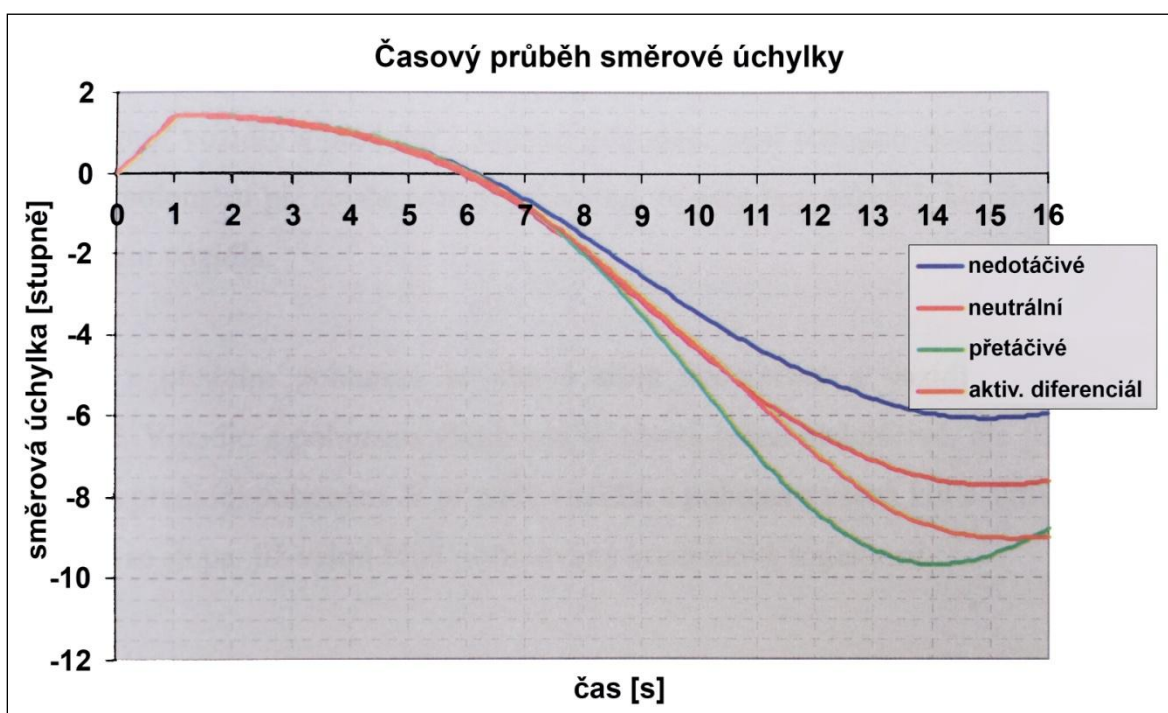
Graf č. 2 Srovnání časového průběhu stáčivé rychlosti jednotlivých koncepcí vozidel



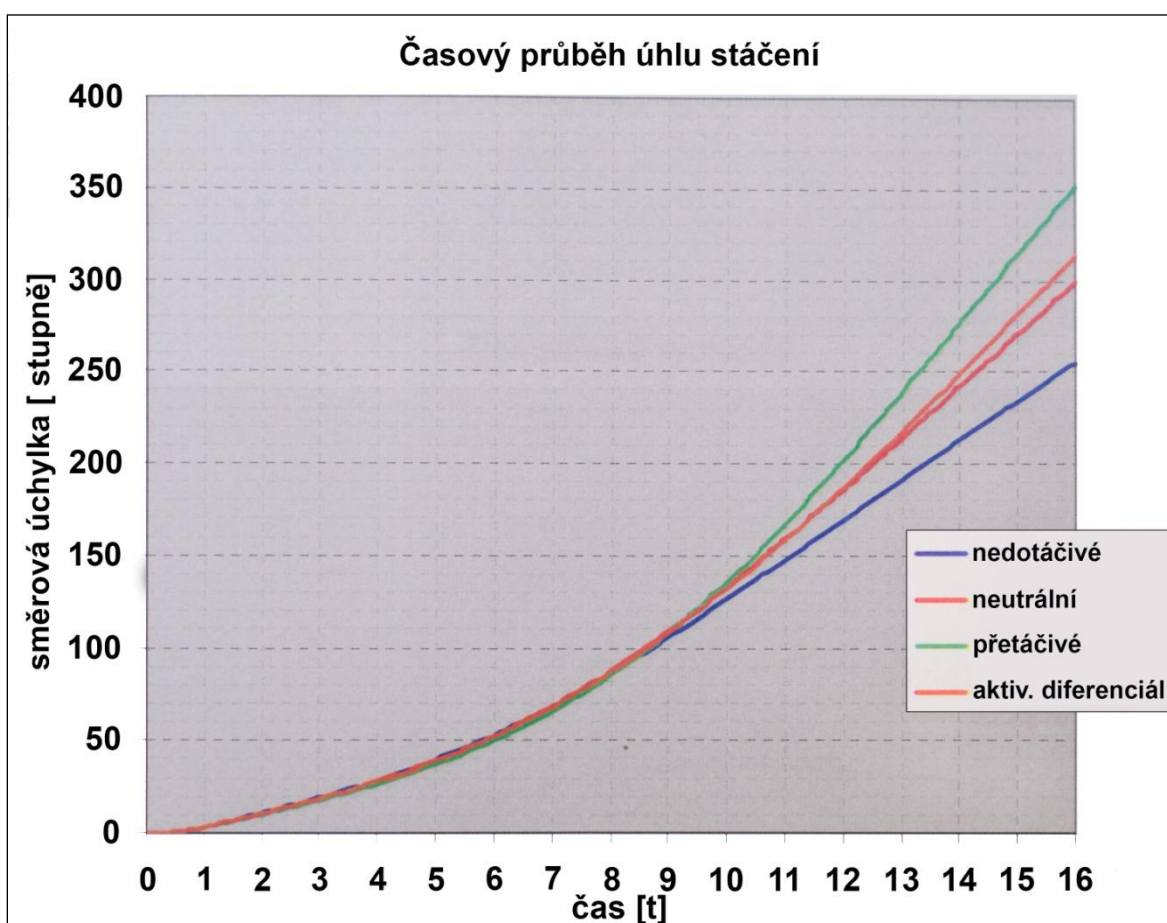
Graf č. 3 Srovnání časového průběhu bočního zrychlení jednotlivých vozidel



Graf č. 4 Srovnání časového průběhu směrové úchytky jednotlivých vozidel



Graf č. 5 Srovnání časového průběhu velikosti úhlů stáčení jednotlivých vozidel



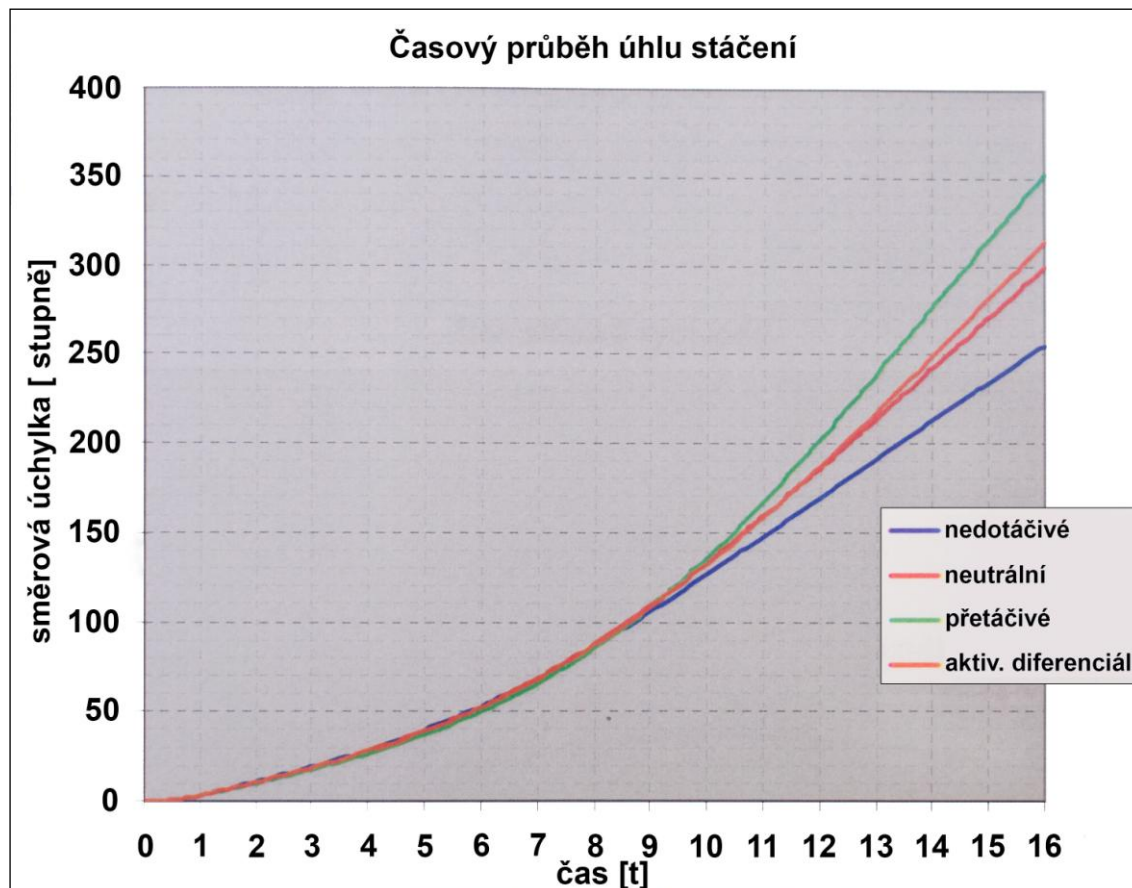
Z grafu č.1 je patrné porovnání trajektorií vozidel jednotlivých koncepcí se stejnou celkovou hnací silou, vozidlo s předním i zadním pohonem nedokáže dodržet požadovanou stopu určitého poloměru při současné akceleraci vozidla bez nutných korekcí natočení rejdových kol řidičem vozidla.

Vozidlo s předním pohonem se jeví silně nedotáčivě a vozidlo se zadním pohonem přetáčivě. Vozidlo s pohonem všech kol se chová mírně nedotáčivě, ale mnohem méně než-li vozidlo s předním pohonem. V případě vozidla s pohonem všech kol a aktivní regulací stáčivé rychlosti se stopa již velmi přibližuje požadované kružnicové trajektorii.

Hlavní příčinou rozdílů mezi jednotlivými koncepcemi hledejme především ve velikosti směrové úchylny pohybu vozidla a stáčivé rychlosti vozidla, které přímo souvisí s polohou těžiště. To má největší vliv na velikost stáčivých momentů od bočních sil. Regulace těchto momentů a stáčení vozidla do požadované polohy je ale umožněno právě pouze u pohonu všech kol s aktivními diferenciály, jelikož různé rozdělování hnacích sil a momentů mezi nápravy a jednotlivá kola zadní nápravy toto umožňuje a vytváří tak požadované stáčivé momenty.

## 2.simulace

Graf č. 6 Rychlostní charakteristika statického zisku stáčivé rychlosti



Tato simulace zobrazila velmi obdobné výsledky jako první simulace, ale v tomto případě byl sledován pouze statický zisk stáčivé rychlosti jednotlivých koncepcí. K tomuto cíli byla také přizpůsobena počáteční podmínka rychlosti blízká 0, abychom mohli sledovat průběh zisku stáčivé rychlosti přes celé spektrum. Zisk stáčivé rychlosti je určen jako podíl  $\frac{\dot{\epsilon}}{\beta_v}$ . Z grafu je patrné, že chování vozidel jednotlivých koncepcí odpovídá teoretickým předpokladům.

Vozidlo se zkrácenou zadní koncepcí, tedy zadním pohonem se chová přetáčivě a při dosažení kritické rychlosti  $v_{kr}=23,18$  m/s konverguje zisk stáčivé rychlosti k nekonečnu tzn., že nemůže dojít k dalšímu navýšení rychlosti bez zmenšení natočení volantu. Pokud přetáčivé vozidlo nechce opustit kruhovou dráhu, musí být při navyšování rychlosti úměrně zmenšováno i natočení volantu. Při dosažení kritické rychlosti je potřebné natočení volantu pro sledování kruhové dráhy rovno nule a následné navyšování rychlosti již není umožněno bez protiřízení. Toto chování je pro větší část řidičů poměrně nebezpečné a proto nepřijatelné. Je požadováno pouze u sportovních vozidel.



U vozidel se zkrácenou přední koncepcí, tedy předním pohonem se výrazněji projevuje nedotáčivost a jak je vidět na grafu, s rostoucí rychlostí klesá statický zisk stáčivé rychlosti a je jasné, že konverguje k nule. Maximum statického zisku stáčivé rychlosti modelu tohoto vozidla je dosaženo při charakteristické rychlosti  $v_{ch} = 23,87$  m/s. Znamená to, že pokud nedotáčivé vozidlo chce následovat kruhovou dráhu, musí být při navyšování rychlosti úměrně zvětšováno natočení volantu. Nedotáčivé chování vozidla je pro větší část řidičů přirozené, tím pádem bezpečné. Jelikož na pneumatiky předních kol jsou kladené velké nároky na přenášení hnacích a bočních sil, dochází velmi snadno ke ztrátě stability a právě proto není silná nedotáčivost žádoucí a bezpečná.

Vozidla s pohonem všech kol se chovají jen nepatrně nedotáčivě a trajektorie vozidla se při konstantním natočení volantu a zvyšující se rychlosti nejvíce podobá kruhové dráze. Statický zisk stáčivé rychlosti  $\frac{\dot{\epsilon}}{\beta_v}$  neutrálního vozidla je při charakteristické rychlosti nedotáčivého vozidla  $v_{ch} = 21,54$  m/s roven 1,28 násobku statického zisku nedotáčivého vozidla. U vozidla s pohonem všech kol s aktivní regulací stáčivé rychlosti je statický zisk stáčivé rychlosti roven dokonce 1,42 násobku statického zisku nedotáčivého vozidla a jak je možno sledovat na grafu 6, statický zisk stáčivé rychlosti lineárně narůstá v celém průběhu. V praxi je toto žádoucí stav, jelikož k dodržení požadované kruhové dráhy nemá řidič téměř zapotřebí zvyšovat natočení volantu při zvyšování rychlosti vozidla. Ke ztrátě přilnavosti, tedy překročení hodnoty výslednice bočních a hnacích sil, může dojít jen v opravdu extrémních případech, protože hnací síla je navíc rozdělována na všechna kola,

Teoretické předpoklady byly potvrzeny provedenými simulacemi, které se zajímaly o statickou říditelnost vozidel různých koncepcí. Také byly nastíněny možnosti aktivního řízení stáčivé rychlosti u nejvíce vyspělých pohonů všech kol, které byly popsány v první části této práce. Tím byl splněn cíl praktické části této práce.

### **13 Závěr**

Současné i budoucí modifikace pohonů všech kol jsou bez pochyby přínosem pro celkové vylepšení jízdních vlastností vozidel a tím i aktivní bezpečnosti vozidel.

V teoretické části byl popsán a v praktické části práce byl zobrazen potenciál, který nabízí aktivní regulace točivého momentu k jednotlivým nápravám a jednotlivým kolům (zadní) nápravy nejvíce propracovaných pohonů všech kol. Potenciál zejména v oblasti

trakce, stability a ovladatelnosti vozidla, který dokonce může v určitých případech překonat dnešní stabilizační systémy, jelikož na rozdíl od nich nepřináší tato regulace snížení rychlosti (zrychlování) vozidla. Pokud je vozidlo vybaveno pohonem všech kol s aktivní regulací a zároveň se stabilizačním systémem ESP a různými nadstavbami ESP, dostáváme vozidlo, které má maximální trakci a stabilitu, která přesahuje oblast i těch nejnáročnějších jízdních případů. Tato kombinace nám přináší skoro dokonalé vozidlo s neutrálním chováním a sleduje řidičem zvolenou stopu, která je vytyčena natočením volantu. Celková aktivní bezpečnost je tímto spojením velmi zvýšena.

Můžeme však nabýt myšlenky, že použití pohonů všech kol je zaměřeno pouze na nejdražší modely automobilek, ale s příchodem sériové výroby elektromobilů, které budou mít elektromotor umístěn v každém kole v blízké budoucnosti, bude aktivní regulace stáčivé rychlosti možná a dostupná u více automobilů a nejen u těch dražších, jako je tomu dnes. Toto vše sebou přinese obrovské možnosti ovlivňování jízdní dynamiky. Tím budou vozidla, které mají velmi vysokou aktivní bezpečnost, dostupnější širšímu obyvatelstvu.

Toto vše by mělo přispět k celkovému zlepšení bezpečnosti na našich silnicích a zmenšení či zabránění následkům dopravních nehod, kdy vozidlo ztratí stabilitu v krizové situaci. Ovšem vše závisí na řidiči, protože pokud např. přežene nájezdovou rychlost do směrového oblouku, tak ani pohon 4x4 s ESP a dalšími prvky aktivní bezpečnosti není schopen "ošálit" fyzikální zákony, což je nutné si uvědomit!

Já a moje rodina jsme již na vozidla s pohonem všech kol "přesedlali", což byl i jeden ze záměrů, proč jsem si vybral toto zajímavé téma pro diplomovou práci.

**Obr. 57** Vozy Subaru v našich službách



Zdroj: vlastní fotoarchiv

## Seznam použité literatury:

- [1] VLK, F. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1.
- [2] TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7
- [3] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. 2. vyd. Brno: Avid, 2009, 155 s. ISBN 978-80-87143-12-4.
- [4] FIRST, Jiří a Jiří ČUPERA. *Zkoušení automobilů a motocyklů*. 2. vyd. Praha: S&T cz s.r.p., 2008, 155 s. ISBN 978-80-254-1805-5.
- [5] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel* /. vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [6] VLK, František. *Stavba motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc., 2003, 499 s. ISBN 80-238-8757-2.
- [7] HRÁDEK, Z. *Pohon 4x4 u osobních automobilů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 32 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ondřej Blaťák
- [8] ZUBÁK, J. *Jízdní vlastnosti osobních automobilů s pohonem 4x4* Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta dopravní, 2012. 67 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Jan Kovanda, CSc.
- [9] SEKAL, VI. Vlastimil, *Doprava a přeprava.*, SPŠ S a E, Ústí nad Labem 2004,
- [10] Weblog Rober Kochler [online]. [cit. 2014-08-06].  
Dostupné z: <http://robko.de/>
- [11] PhotoBucket Image Hosting [online]. [cit. 2014-08-06].  
Dostupné z: <http://www.photobucket.com/albums/>
- [12] Grace's Guide [online]. [cit. 2014-08-06].  
Dostupné z: [http://www.gracesguide.co.uk/Main\\_Page](http://www.gracesguide.co.uk/Main_Page)
- [13] 3BP Blogspot [online]. [cit. 2014-08-06].  
Dostupné z: <http://www.3.bp.blogspot.com>
- [14] АВТОРЕВИЮ | Доверяйте профессионалам [online]. [cit. 2014-08-06].  
Dostupné z: <http://www.autoreview.ru/>
- [15] Jeep – club.net [online]. [cit. 2014-08-06].

- Dostupné z: <http://www.jeep-club.net/>
- [16] jalopnik.com [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://jalopnik.com/>
- [17] Autodíly MJAuto [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://www.mjauto.cz/>
- [18] Audiclub.eu [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://www.audiclub.eu/>
- [19] Автожурнал [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://www.aliksan.com/>
- [20] carbibles.com [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://www.carbibles.com/>
- [21] 4x4abc.com [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://www.4x4abc.com>
- [22] Tyresmoke Car. Comunity. Joy [online]. [cit. 2014-10-06].
- Dostupné z: <http://www.tyresmoke.net/>
- [23] Official *TORSEN* website [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://www.torsen.com/home.htm>
- [24] Vysoká škola báňská – technická univerzita Ostrava [online]. [cit. 2014-11-06].
- Dostupné z: <http://ctc.vsb.cz/>
- [25] Audi TT RS Project [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://audittrs.wordpress.com/>
- [26] Audi Klub. Comunity. Joy [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://www.audiklub.cz>
- [27] Auto.cz – Vše o autech na jednom místě [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://www.auto.cz/>
- [28] Tynipic – Upload Images and Videos [online]. [cit. 2014-08-13].

- Dostupné z: <http://tinypic.com/>
- [29] Autodist [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://www.diopan.cz>
- [30] BMW TIS Online Repair Manuals [online]. [cit. 2014-08-12].
- Dostupné z: <http://tis.spaghetticoder.org/>
- [31] Honda Club [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://www.hondaclub.cz>
- [32] AWD WIKI [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://www.awdwiki.com>
- [33] Subaru Česká Republika [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://www.subaru.cz/>
- [34] AWD WIKI [online]. [cit. 2014-08-06].
- Dostupné z: <http://www.awdwiki.com>
- [35] Hubspot.net / / [online]. [cit. 2014-20-11].
- Dostupné z: <http://cdn2.hubspot.net>
- [36] Vysoké učení technické v Brně / / [online]. [cit. 2014-20-11].
- Dostupné z: <https://www.vutbr.cz>
- [37] Subaru Global Website / / [online]. [cit. 2014-20-11].
- Dostupné z: <http://subaru-com-au.s3.amazonaws.com/>
- [38] ČVUT - Fakulta strojní / / [online]. [cit. 2014-21-11].
- Dostupné z: <http://www3.fs.cvut.cz>

## Seznam obrázků:

Obr. 1 Schéma klasické koncepce .....	11
Obr. 2 Transaxle Nissan GTR .....	12
Obr. 3 Zkrácená přední koncepce s podélně uloženým motorem .....	13
Obr. 4 Zkrácená zadní koncepce s podélně uloženým motorem .....	14
Obr. 5 Koncepce 4x4 .....	15
Obr. 6 Schéma rozdělení pohonu podle polohy hnacího agregátu .....	16
Obr. 7 Schéma rozdělení pohonu všech kol podle počtu hnaných náprav a způsobu řazení jedné z hnacích náprav .....	17
Obr. 8 Rozdělení koncepcí pohonu podle velikosti přenášeného točivého momentu jednotlivými nápravami .....	17
Obr. 9 Dělení pohonných systémů podle strategie ovládnání .....	18
Obr. 10 První parní automobil s pohonem všech kol. ....	21
Obr. 11 Spyker Grand Prix Racer z roku 1903.....	21
Obr. 12 Bugatti Type 53 .....	22
Obr. 13 Jeep CJ-2A z 1948.....	22
Obr. 14 Jensen FF.....	23
Obr. 15 Subaru Leone Station Wagon 4WD .....	23
Obr. 16 Audi Quattro Coupé z roku 1988 .....	24
Obr. 17 Rozvodovka se šnekovým diferenciálem Torsen .....	25
Obr. 18 Otevřený diferenciál .....	26
Obr. 19 Samosvorný diferenciál Torsen.....	26
Obr. 20 Diferenciál s uzávěrkou.....	27
Obr. 21 Rozdělovací převodovka .....	28
Obr. 22 Rozdílné poloměry kružnic opsaných koly přední a zadní nápravy. ....	29
Obr. 23 Diferenciál Torsen při různých jízdních situacích .....	32
Obr. 24 Volnoběžka.....	33
Obr. 25 Řez viskózní spojkou .....	34
Obr. 26 Průhled vozem Volkswagen Golf Mk. 3 Syncro.....	35
Obr. 27 Průhled spojkou Haldex I.generace.....	37
Obr. 28 Princip spojky Haldex I. – III. generace.....	38
Obr. 29 Schéma senzorů, které dodávají data do EŘJ Haldex. ....	38

Obr. 30 Rozdělovací převodovka Volkswagenu Taro připojená k přímo řazené převodovce .....	40
Obr. 31 Uzávěrka diferenciálu.....	41
Obr. 32 Inteligentní systém xDrive na vozidlech BMW X3 a X5 (E83, E53).....	42
Obr. 33 Základní schéma.....	43
Obr. 34 Rozvodovka s diferenciálem pohonu SH-AWD .....	43
Obr. 35 Řez čtyřstupňovou samočinnou převodovkou Subaru se systémem VDC .....	44
Obr. 36 Adheze a skluz na různých površích v grafu.....	46
Obr. 37 Síly působící na vozidlo ve stoupání při akceleraci (odpor vzduchu a valení zanedbán).....	46
Obr. 38 Vliv typu pohonu na podélnou dynamiku vozidla .....	51
Obr. 39 Kammova kružnice přilnavosti .....	52
Obr. 40 Porovnání průjezdu směrovým obloukem pohonu přední nápravy s pohonem 4x4 .....	53
Obr. 41 Rovinný dvoustupňový dynamický model vozidla.....	53
Obr. 42 Rovinný lineární jednostupňový dynamický model vozidla.....	54
Obr. 43 Určení směrových úchylek náprav .....	55
Obr. 44 Zisk stáčivé rychlosti pro jednotlivá vozidla.....	59
Obr. 45 Směrové úchytky náprav .....	60
Obr. 46 Průjezd směrovým obloukem dle druhu pohonu.....	61
Obr. 47 Charakteristické stavy chování vozidla v zatáčce podle definice M. Olleyho.....	62
Obr. 48 Účinky odstředivé síly.....	64
Obr. 49 Střed klopení karosérie.....	65
Obr. 50 Poloha těžiště vůči ose klopení .....	66
Obr. 51 Výpočet úhlu klopení karosérie.....	67
Obr. 52 Velikost klopivého momentu v závislosti na výšce těžiště vozidla - vlevo dole podélně uložený motor typu boxer, vpravo dole příčně uložený řadový motor.....	68
Obr. 53 Srovnání nejpoužívanějších koncepcí motorů - Boxer, řadový motor, V- motor .	68
Obr. 54 Model nedotáčivého vozidla .....	75
Obr. 55 Model neutrálního vozidla.....	75
Obr. 56 Model přetáčivého vozidla .....	76
Obr. 57 Vozy Subaru v našich službách.....	82