

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Osobní automobily s pohonem 4×4

Diplomová práce

Vedoucí diplomové práce: Ing. František Lachnit, Ph.D.

Práci vypracoval: Martin Dejl

Praha 2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Martin Dejl

obor Silniční a městská automobilová doprava

Vedoucí katedry Vám ve smyslu Studijního a zkušebního řádu ČZU v Praze čl. 17 odst. 2 určuje tuto diplomovou práci.

Název práce: **Osobní automobily s pohonem 4x4**

Osnova diplomové práce:

1. Úvod
2. Cíl práce a metodika
3. Systémy pohonů 4x4
4. Konstrukční řešení ústrojí pohonů
5. Porovnání systémů pohonů 4x4
6. Závěr
7. Seznam literatury
8. Přílohy

Rozsah hlavní textové části: 40 - 60 stran

Doporučené zdroje:

Achtenová, G., Tůma, V.. Vozidla s pohonem všech kol. Praha: Nakladatelství BEN, 2009. ISBN 978-80-7300-236-7.

Vlk, F.. Koncepce motorových vozidel. Brno: Nakladatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5276-0.

Vlk, F.. Stavba motorových vozidel. Brno: Nakladatelství Vlk, 2003. ISBN 80-238-8757-2.


Vyhláška č. 341/2002 Sb. o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. František Lachnit, Ph.D.**


Termín zadání diplomové práce: listopad 2009

Termín odevzdání diplomové práce: duben 2011

L.S.


.....
Vedoucí katedry




.....
Děkan

V Praze dne: 30.11. 2009

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Osobní automobily s pohonem 4×4** vypracoval samostatně pod vedením Ing. Františka Lachnita, Ph.D. a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v příloženém soupisu literatury.

V Praze dne 2.4.2011

Martin Dejl



Poděkování

Děkuji panu Ing. Františkovi Lachnitovi, Ph.D., vedoucímu diplomové práce, za metodické vedení a cenné rady, které mi během řešení této diplomové práce vždy ochotně poskytoval.

Abstrakt

Cílem diplomové práce je zpřehlednění systémů pohonů všech kol a jejich porovnání s ohledem na stoupavost a velikost výjezdů vozidla. V první části se věnuje historii, v další části jsou popsány jednotlivé systémy pohonů všech kol a základní zařízení s nimi související. Dále jsou popsána vybraná konstrukční řešení některých pohonů. V další části jsou matematicky a graficky porovnány systémy pohonů z hlediska stoupavosti. Poslední část se věnuje experimentálnímu porovnání výjezdů vozidla. V závěru je provedeno shrnutí celé problematiky s nastíněním možného vývoje do budoucnosti.

Klíčová slova

Pohon všech kol, pohon 4x4, spojka, adheze, diferenciál, uzávěrka diferenciálu

The passenger cars with four-wheel drive

Abstract

The main aim of this dissertation essay is the view of the drive systems of all the wheels and their comparison considering the rise of the vehicle and the distance it covered while going up the hill. The first part is dedicated to the history. The particular drive systems of all the wheels and their main systems cohering with them are described in the following parts. The chosen construct solutions of some drives are described as well. In the next part of this essay, the drive systems from the rise point of view are compared in a mathematical and graphic way. The last part is dedicated to an experimental comparison of the distance the vehicles covered while going up the hill. The summary of the whole problem with its outline of the future development can be found in the closing part.

Key words

Drive of all the wheels, drive 4x4, clutch, adhesion, differential, differential lock

Obsah

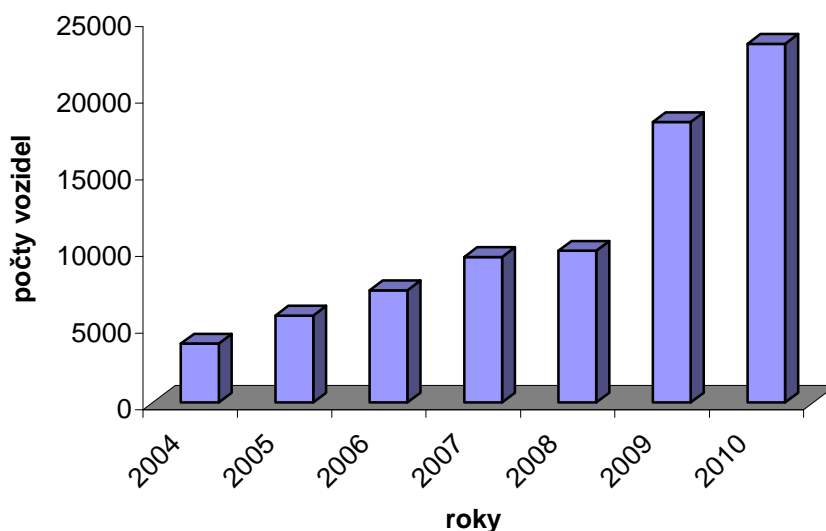
1 Úvod	1
1.1 Historie	2
2 Cíl práce a metodika	3
3 Systémy pohonů 4x4	4
3.1 Připojitelný pohon všech kol	12
3.1.1 Volnoběžné náboje kol	12
3.1.1.1 Ručně ovládané volnoběžné náboje	12
3.1.1.2 Automatické volnoběžné náboje	13
3.1.2 Stálý pohon přední nápravy, připojitelný pohon zadní nápravy	13
3.1.2.1 Systémy ovládané řidičem	14
3.1.2.2 Samočinně řaditelné systémy	15
3.1.3 Stálý pohon zadní nápravy, připojitelný pohon přední nápravy	15
3.1.3.1 Systémy ovládané řidičem	16
3.1.3.2 Samočinně řazené systémy	18
3.2 Stálý pohon všech kol	18
3.2.1 Konstrukce se třemi diferenciály	18
3.2.2 Konstrukce s viskózní spojkou	19
4 Konstrukční řešení ústrojí pohonů	21
4.1 BMW xDrive	21
4.2 Nissan All – Mode	22
4.3 Spojka Haldex	24
4.3.1 Princip činnosti	24
4.3.2 Haldex 4. generace – popis funkce	24
4.3.3 Konstrukce	25
4.4 Alfa Romeo Q4	26
4.5 Mercedes Benz 4Matic	28
4.5.1 I. generace	28
4.5.2 II. generace	29
4.5.3 III. generace	30
4.6 Honda Real Time 4WD	31
5 Porovnání systémů pohonů 4x4	34
5.1.1 Ovlivnění podélné dynamiky jízdy druhem pohonu	34
5.1.2 Pohon přední nápravy	35

5.1.3 Pohon zadní nápravy	37
5.1.4 Pohon všech kol	37
5.2 Porovnání výpočtem.....	39
5.3 Porovnání vybraných systémů pohonů všech kol	41
5.3.1 xDrive (BMW)	42
5.3.2 4Matic (Mercedes-Benz).....	42
5.3.3 Quattro (Audi)	42
5.4 Experimentální porovnání	43
5.4.1 Naměřené hodnoty	45
5.4.2 Grafické zpracování naměřených hodnot.....	45
5.4.3 Celkové vyhodnocení experimentu	49
5.5 Výhody a nevýhody pohonu všech kol ve srovnání s pohonem jedné nápravy.....	49
6 Závěr	51
7 Seznam literatury	53
Seznam zkratk	55
Seznam obrázků	55
Seznam tabulek.....	57
Seznam grafů	57
Seznam použitých symbolů	57
8 Přílohy	

1 Úvod

V dnešní době, kdy jsou kladeny neustále větší nároky na bezpečnost, se začínají čím dál více prosazovat osobní automobily s pohonem všech kol. Z daleka to již není výsada sportovních nebo terénních vozidel, jak tomu bylo ještě před 20 ti lety. Zákazníci tento druh pohonu stále více vyhledávají, což ukazuje i graf č.1.

Graf 1 – Počty prodaných vozidel s pohonem 4×4 v ČR v letech 2004 - 2010



Zdroj: SDA

Tento vývoj je nejvíce patrný nejen u vozidel rychlé záchranné služby, hasičských sborů, Policie ČR, dopravních podniků a jiných, kde vzhledem k potřebě rychlého zásahu není možné jakékoliv selhání techniky, ale také v soukromém sektoru, kde díky masivní výstavbě satelitních městeček na okraji měst a převládajícímu trendu využívání individuální automobilové dopravy lidé volí tento druh pohonu, který zajišťuje spolehlivější mobilitu i za relativně špatných podmínek jako je sníh, náledí a podobně.

Stále se zvyšující komfort zapřičiňuje, že v současné době naprosto převládají elektronicky ovládané systémy, kdy se řidič nemusí o nic starat a vozidlo v případě potřeby volí mezi pohonem jedné či obou náprav. Systémy ovládané řidičem jsou v dnešní době vidět již jen u „čistokrevných“ off – roadů, ačkoliv i zde už se výrazně prosazují elektronické systémy. Je tedy patrné, kam celkový vývoj v této oblasti směřuje.

1.1 Historie

Pohon všech kol patřil zpočátku především pracovním a vojenským vozidlům. Teprve později, s vyššími konstrukčními rychlostmi, bylo třeba rostoucí výkony účelně převádět na vozovku a to se již samozřejmě týká moderních silničních vozidel. Snaha o zajištění co nejefektivnějšího využití adhezních sil a znamenitých jízdních vlastností vedla i konstruktéry osobních vozidel k využití pohonu všech kol. Není proto divu, že došlo na sklonku minulého století k prudkému nástupu těchto pohonů u všech kategorií osobních vozidel. [1]

Historie pohonu 4x4 není o mnoho kratší než historie automobilu vůbec. Kdo byl vynálezcem pohonu všech kol nevíme, první automobil 4x4 ale pravděpodobně navrhl Ferdinand Porsche už v roce 1900 pro rakouského výrobce aut Jacoba Lohnera. Systém pohonu, který použil, se objevuje i v dnešních prototypch elektromobilů. Dnešními slovy se jednalo o hybridní vůz se čtyřmi elektromotory (pro každé kolo jeden) a záložním zdrojem energie v podobě spalovacího motoru. [21]

První „skutečná“ čtyřkolka, jak je známe dnes, je jen o dva roky mladší. Vznikla v Nizozemské firmě Spyker roku 1902. Světu se ale poprvé představila až v prosinci 1903 na autosalonu v Paříži. Stálý pohon všech kol zajišťoval centrální diferenciál. Stejný systém se používá dodnes. Spyker 1902 4WD se přes úspěchy v různých soutěžích nikdy nedostal do sériové výroby a pravděpodobně vznikl jen jeden jediný kus. Ten kupodivu přežil až do dnešní doby a je v provozuschopném stavu vystaven v Nizozemském Národním Automobilovém muzeu. [21]

Obr. 1 – První vozidlo s pohonem 4×4 - Spyker 1902 4WD



Zdroj: <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/5/50/1903-Spyker-60-HP-1920x1440.jpg>

2 Cíl práce a metodika

Cílem této diplomové práce je porovnání různých druhů pohonů vozidel a jejich vliv na stoupavost vozidla a dále na jeho schopnost výjezdu měřeného svahu. Stoupavost je zjištěna výpočetně, kde sledovaný parametr je stoupavost vozidla v % v závislosti na druhu pohonu a součiniteli adheze podložky. Výjezdy vozidla jsou potom provedeny experimentálně, kde sledovaný parametr je výjezd vozidla v metrech v závislosti na druhu pohonu a součiniteli adheze podložky.

Hlavním přínosem práce je provedení porovnání různých druhů pohonů a tedy jejich zhodnocení a zjištění, jak na tom jsou konkrétní pohony z hlediska stoupavosti a výjezdů. Základem porovnání výpočtem je rovnice rovnováhy, z které jsou odvozeny rovnice pro výpočet stoupavosti s konkrétními druhy pohonů. Hlavním prvkem experimentálního měření je terénní vozidlo Nissan Patrol GR, u kterého je k dispozici devět druhů pohonů a svah, který poskytuje tři druhy adhezních podmínek v závislosti na počasí. Pro každou z adhezních podmínek jsou vždy naměřeny hodnoty výjezdů vozidla a to se všemi druhy pohonu. Tato měření jsou vždy opakována 5x a v tabulce jsou pak uvedeny hodnoty průměrné.

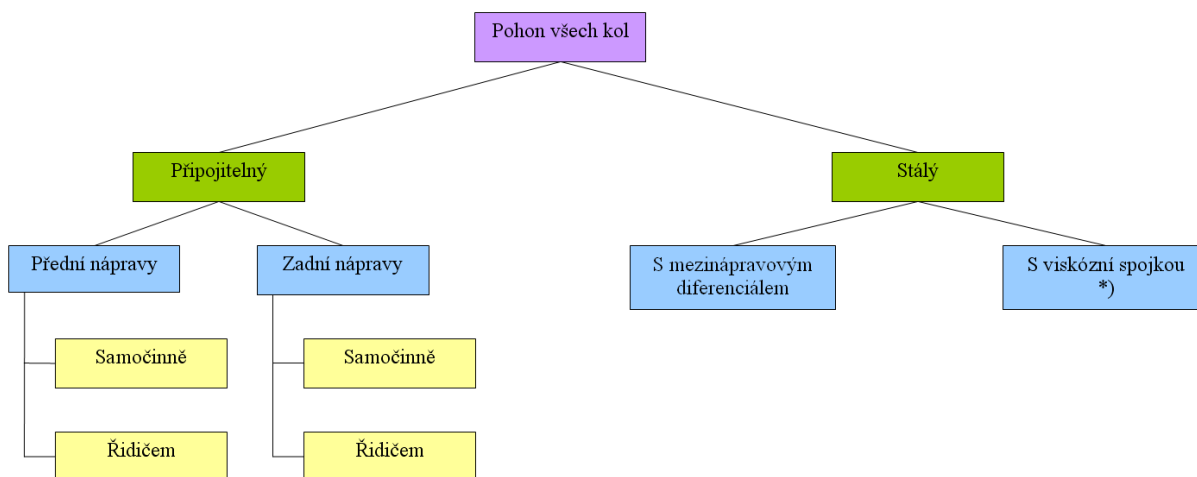
Vyhodnocení výpočetního porovnání je pomocí spojnicového grafu, kde na ose x je součinitel adheze μ , který je zde s krokem 0,01. Na ose y je potom stoupavost vozidla v %. Pro vyhodnocení experimentálního měření byly použity sloupcové grafy, kde na ose x jsou součinitele adheze podložky a na ose y výjezdy vozidla v metrech. Pro přehlednost jsou vždy v jednom grafu zobrazeny dva druhy pohonu, pouze v posledním grafu jsou zobrazeny tři druhy pohonu.

V závěru experimentu je vyhodnocení vlivů konkrétních pohonů na výjezdy a stoupavost vozidla ve vztahu k adhezním podmínkám.

3 Systémy pohonů 4x4

Systémů pohonů 4x4 existuje více typů. Některé z nich jsou již značně zastaralé a v dnešní době se již nepoužívají, ovšem pro úplnost jsou zde také uvedeny. Schéma na obr.2 má zřehlednit celou kapitolu, přičemž jednotlivé části budou probrány níže.

Obr. 2 – Schéma rozdělení pohonu všech kol



*) zajišťuje pasivní dělení točivého momentu

Uzávěrka diferenciálu

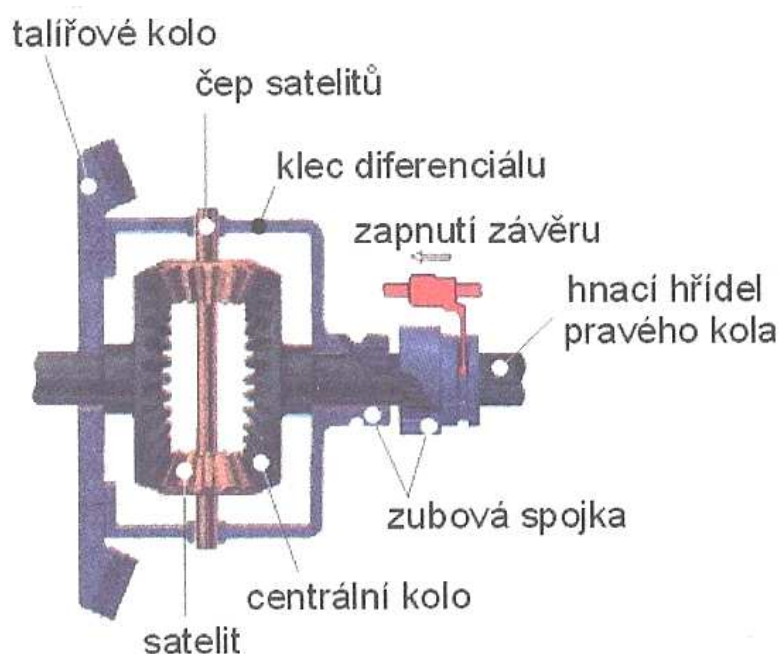
Běžné diferenciály, tedy nesvorné, pracují s vysokou účinností. Činnost diferenciálu je při rozdílných záběrových podmínkách hnacích kol nevýhodná, protože zvyšuje otáčky hnacího kola s horšími záběrovými podmínkami. Tento stav způsobuje zhoršení trakčních schopností vozu. V krajním případě může dojít až k zastavení vozu, a proto je nutné vyřadit diferenciál z činnosti. K tomuto účelu se používá uzávěrka diferenciálu. Při zapnutí uzávěrky diferenciálu se spojí klec diferenciálu a jedna poloosa hnacího kola (centrální kolo diferenciálu). Satelity se tak nemohou odvalovat po centrálním kole. Tím dochází k 100% svornosti a obě hnací kola mají za jakýchkoliv jízdních situací stejné otáčky. [5, 6, 7]

Uzávěrka je zpravidla konstruována jako spojka, nejčastěji zubová. Ve většině případů je ovládání uzávěrky ponecháno na řidiči. Řazení uzávěrky do činnosti se může provádět několika způsoby. V jednodušších případech se jedná o ovládání mechanické, kde řidič pomocí ovládací páky provede zařazení uzávěrky do činnosti. Další možností je ovládání elektromechanické. Řidič pouze stiskne tlačítko a pomocí elektromotoru a šroubového

mechanizmu, který převádí otáčivý pohyb elektromotoru na posuvný pohyb vidličky, dojde k zařazení uzávěrky. Jednou z možností je také ovládání elektropneumatické, kdy po stisknutí tlačítka elektronická řídicí jednotka vydá pokyn elektromagnetickým ventilům a ty uvedou v činnost ovladač závěru. [1, 7]

Po aktivaci uzávěrky diferenciálu dojde k rozsvícení kontrolky na přístrojové desce, některé systémy jsou vybaveny i akustickým signálem. Důležité je zmínit, že před opuštěním povrchu s nízkou adhezí je nutné uzávěrku diferenciálu vypnout.

Obr. 3 – Schéma uzávěrky diferenciálu



[7]

Svorné diferenciály

Nevýhody nesvorných diferenciálů byly popsány v kapitole o uzávěrce diferenciálu. Uzávěrka diferenciálu je vhodná spíše pro terénní vozy, kdy pomůže s vyproštěním nebo překonáním obtížného místa. Ovšem nehodí se pro vyšší rychlosti a zpevněný povrch. Tedy pro sportovní a silniční vozidla je vhodnější zařízení, které umí pracovat v režimu mezi volným a plně zavřeným diferenciálem = diferenciál svorný. [17]

Svorné diferenciály potřebují pro svou funkci vstupní veličinu. Podle veličiny, která způsobuje blokování, můžeme rozdělit svorné diferenciály na:

- a) reagující na vstupní kroutící moment
- b) reagující na rozdíl otáček kol
- c) reagující na elektronický povel

semiaktivní
aktivní

[17]

Svorný diferenciál reagující na vstupní kroutící moment (moment od motoru)

Diferenciál je konstruován tak, aby vykazoval poměrně velké tření mezi jednotlivými svými členy. Tento třecí moment je tím větší, čím je větší vstupní kroutící moment. Třecí moment pak působí proti vzájemnému pohybu výstupních hřídelí. [17]

Systémy pro zvýšení tření jsou v podstatě tři. Jedním z nich je použití zařazení lamelových spojek mezi členy diferenciálu. Jiný způsob jak zvýšit tření v diferenciálu je použití čelních ozubených kol se šikmými zuby, přičemž stoupání jejich šroubovice je příkré. Tento systém využívá diferenciál Torsen. Posledním způsobem zvýšení tření je tak zvaný kolíčkový diferenciál. [17]

Svorný diferenciál reagující na vstupní kroutící moment se svírá již v přímé jízdě a nikoliv teprve v okamžiku, kdy rozdíl otáček levého a pravého kola začne být na závadu. Proto konstruktéři přišli s myšlenkou diferenciál zavírat právě v závislosti na tomto rozdílu otáček. [17]

Svorný diferenciál reagující na rozdíl otáček

Tento systém zajišťuje uzavírání diferenciálu tehdy, je-li to skutečně potřeba.

Řešení jsou známá dvě. Jedním z nich je klasický diferenciál, mezi jehož dva členy je vložena viskózní spojka. Tento systém je popsán v samostatné kapitole níže. Druhé řešení je podobné, jen místo viskózní spojky je do diferenciálu zařazena hydraulicky ovládaná spojka a zároveň je mezi dva členy diferenciálu zastavěno hydraulické čerpadlo. Pokud se výstupní hřídele diferenciálu neotáčejí relativně vůči sobě, je čerpadlo v klidu a hydraulický systém je bez tlaku nebo je tlak udržován na základní úrovni akumulátorem hydraulické kapaliny.

Hydraulický píst netlačí na lamely spojky a ta je rozepnuta. Diferenciál je tedy otevřený. Relativní pohyb výstupních hřídelí uvede v činnost čerpadlo a rostoucí tlak v hydraulickém okruhu začne stlačovat prostřednictvím pístu lamelovou spojku a brzdít členy diferenciálu. Vyšší rozdíl rychlosti znamená vyšší tlak a vyšší třecí sílu ve spojce. Nárůst tlaku je řízen škrtícím ventilem a před případným zničením spojky je systém chráněn pojistným ventilem, který nedovolí nárůstu tlaku nad stanovenou mez. [18]

Výhoda diferenciálů reagujících na rozdíl rychlosti je v pozvolnějším nástupu jejich blokování, což nepůsobí zvýšení nedotáčivosti při nájezdu do zatáčky. Řízení takto vybavených vozů se stává snazším a nedělá problémy ani méně zkušeným řidičům. Viskózní spojky se s oblibou používaly především na vozech s poháněnou přední nápravou, které mají již sami o sobě dost problémů s nadměrnou nedotáčivostí. To že systém pro své uzavírání potřebuje jistý rozdíl otáček bohužel činí problémy stabilizačním systémům vozidel a proto nyní viskózní spojky zažívají jistý ústup. [18]

Svorný diferenciál reagující na elektrický povel – semiaktivní

Semiaktivní systém je jen malý krůček od předchozího, reagujícího na rozdíl otáček. Hydraulické čerpadlo pracuje nezávisle na otáčkách kol a tlakový olej do spojky dodává elektronicky řízený ventil. Elektronický řídicí systém potom snímá otáčky kol, ale může sledovat i další parametry jako stáčení vozu, natočení volantu, polohu plynového pedálu a na základě definovaných algoritmů řídí zavírání diferenciálu. Takové řešení pak napomáhá nejen k větší trakční síle, ale dokáže pomoci i se stabilizací vozu, i když je zde pořád jedno výrazné omezení: ani poloaktivní diferenciál nedokáže rozdělit kroutící moment mezi jednotlivá kola nezávisle na adhezních podmínkách na těchto kolech. Stále jen umí přibrzďovat rychleji se točící kolo a urychlovat kolo pomalejší. [18]

Svorný diferenciál reagující na elektrický povel – aktivní

Nejvyšším systémem je diferenciál aktivní. Ten dokáže urychlit či zpomalit libovolné kolo hnané nápravy čistě na základě povelu elektronického řídicího systému a dokáže tak velice účinně pomoci se zatáčením zvýšením přetáčivosti, ale i se stabilizací vozu zvýšením nedotáčivosti. Aktivní diferenciál vyžaduje vyspělý systém sběru dat a výkonný počítač, který data vyhodnotí a rozhodne o další akci. Algoritmy řídicí diferenciál musí dokázat předpovídat chování vozu v následujícím okamžiku a jednat s předstihem. [18]

Šnekový svorný diferenciál Torsen

Jak již bylo řečeno, funkce tohoto diferenciálu závisí na velikosti vstupního momentu do diferenciálu.

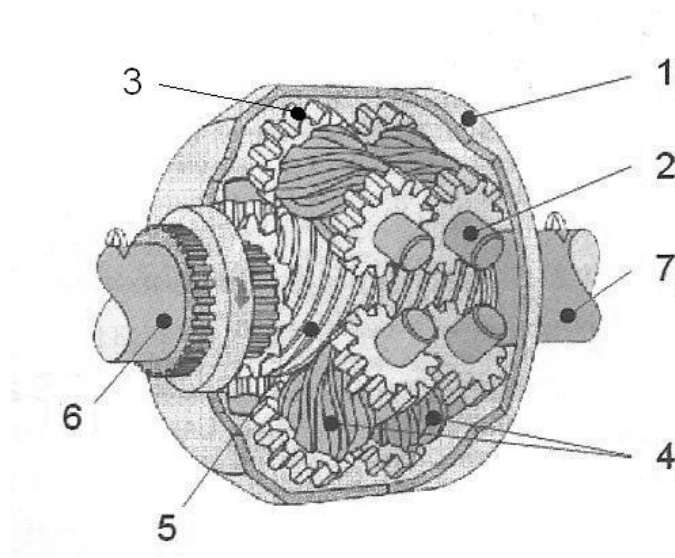
Diferenciál Torsen si nechal patentovat američan Verna Gleasman již roku 1958. V roce 1983 byl tento diferenciál použit ve vojenském vozidle AM General HMMWV. První značka, využívající Torsen u osobních vozidel, bylo Audi (roku 1986). [1]

Hlavní podstata funkce spočívá v tom, že diferenciál umožňuje rozdílné otáčky hnacích kol a rozděluje točivý moment na obě hnací kola v závislosti na adhezních podmínkách. [6]

Konstrukce

Diferenciál Torsen je složen ze tří párů satelitů, které jsou otočně uloženy na čepech satelitů (2) a jsou opatřeny šnekovým (4) a čelním ozubením s přímými zuby (3). Satelit je v záběru šnekovým ozubením (4) se šnekovým centrálním kolem (5), čelním ozubením (3) je v záběru s čelním ozubením párového satelitu. Točivý moment je z převodovky přiváděn přes stálý převod, klec diferenciálu (1), čepe satelitů (2), čelní (3) a šnekové (4) ozubení satelitů a šnekové centrální kolo (5) na oba hřídele hnacích kol (6, 7). [6]

Obr. 4 – Průřez šnekovým svorným diferenciálem Torsen



[7]

Princip činnosti

Pokud mají kola stejné otáčky, satelity se na čepech neotáčejí a pracují pouze jako zubové spojky. Točivý moment je rozdělen na obě hnací kola ve stejném poměru. Při jízdě v zatáčce se začnou satelity otáčet na čepech a tím umožňují rozdílné otáčky hnacích kol. [6]

Pokud se začne jedno z hnacích kol protáčet (v důsledku nízké adheze), zvýší se tření na šnekovém ozubení (4, 5). Vlivem třecího odporu ve šnekovém ozubení dojde k přibrzdění prokluzujícího kola. V tomto případě se pak větší točivý moment přenáší na kolo s větší adhezí (na neprokluzující kolo). Diferenciály Torsen jsou konstruovány tak, aby jejich svornost byla asi 35%. [6]

Diferenciálů Torsen je několik typů, nejstarší je typ A (také typ 1), který byl popsán výše. Dále existuje typ B (také typ 2), který je obdobou předcházejícího typu, ovšem centrální šnekové kolo a šnekové satelity jsou nahrazeny čelními koly se šikmým ozubením. Základní architektura tedy zůstala zachována. Poslední je typ C (také typ 3). Je to v podstatě planetový dělič momentu. Základní uspořádání planetového soukolí jako centrální kolo, satelity, korunové kolo a unašeč zůstává, ovšem jsou odstraněny čepy unašeče, čímž se dosáhne požadované zvýšené svornosti. Satelity jsou zde v podstatě plovoucí, drženy ve svých polohách kruhovými výřezy v rameni unašeče. Požadované tření zde tedy vzniká mezi satelity a kruhovými výřezy v unašeči a také záběrem šikmých zubů planetového soukolí. [1]

Rozdělovací převodovka

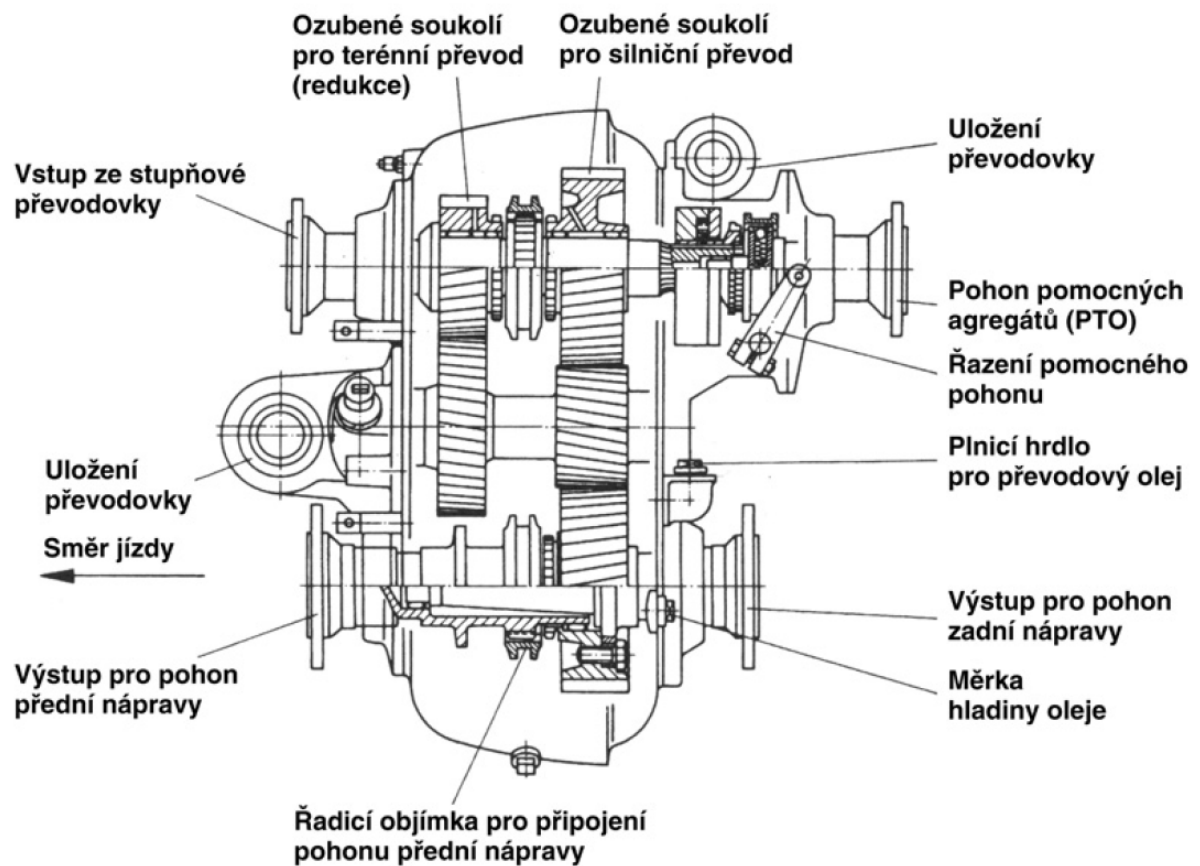
Vozidla s pohonem všech kol, jako ostatní vozidla, jsou vybavena hlavní převodovkou. Oproti vozidlům s pohonem jen jedné nápravy mohou mít i rozdělovací převodovku, která má za úkol rozdělovat točivý moment odebíraný z hlavní převodovky mezi přední a zadní nápravu.

Rozdělovací převodovky mohou být jednostupňové a dvoustupňové. Jednostupňová převodovka má za úkol pouze rozdělení točivého momentu mezi nápravy. Dvoustupňová rozdělovací převodovka, jak již z názvu vyplývá, je vybavena dvěma stupni, z nichž jeden je určen pro pohyb vozidla na silnici, druhý pro pohyb vozidla v terénu. Tomuto druhému stupni se říká „redukce“. Rozdělovací převodovky mohou nebo nemusí obsahovat mezinápravovým diferenciál.

a) Rozdělovací převodovka bez mezinápravového diferenciálu

Slouží k připojení přední nápravy v případech velmi nízké adheze povrchu pro vozidla se stálým pohonem jen jedné nápravy.

Obr. 5 – Dvoustupňová rozdělovací převodovka bez mezinápravového diferenciálu

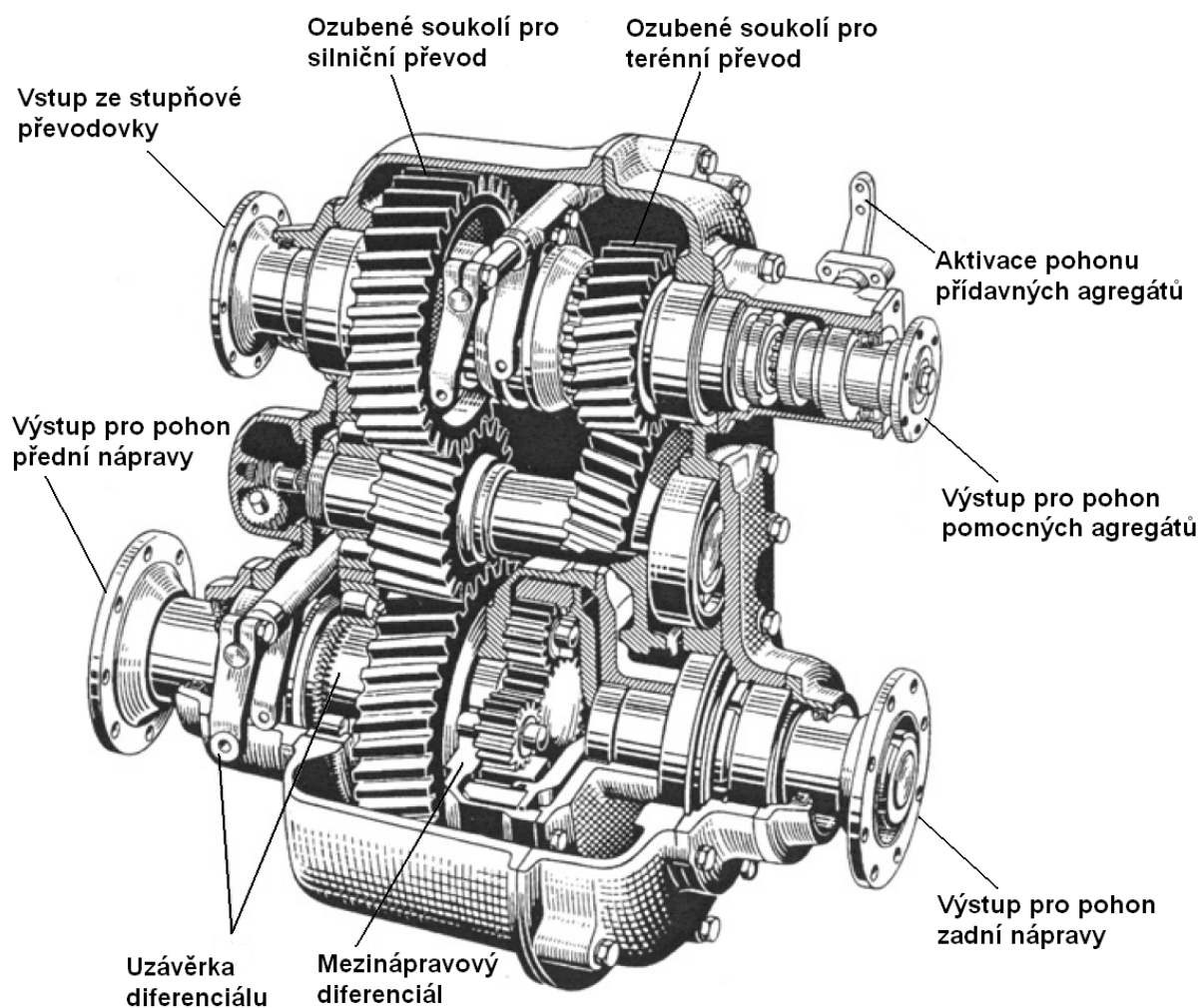


[14]

b) Rozdělovací převodovky s mezinápravovým diferenciálem

Slouží zejména pro vozidla se stálým pohonem všech kol, ovšem mohou jí být vybavena i vozidla se stálým pohonem jen jedné nápravy. Vozidla obsahující tuto převodovku mají často i uzávěrku mezinápravového diferenciálu, aby neztratila svoje terénní schopnosti. Rozdělovací převodovka vybavena mezinápravovým diferenciálem s uzávěrkou je znázorněna na obr. 6.

Obr. 6 - Dvoustupňová rozdělovací převodovka s mezinápravovým diferenciálem a uzávěrkou



[14]

3.1 Připojitelný pohon všech kol

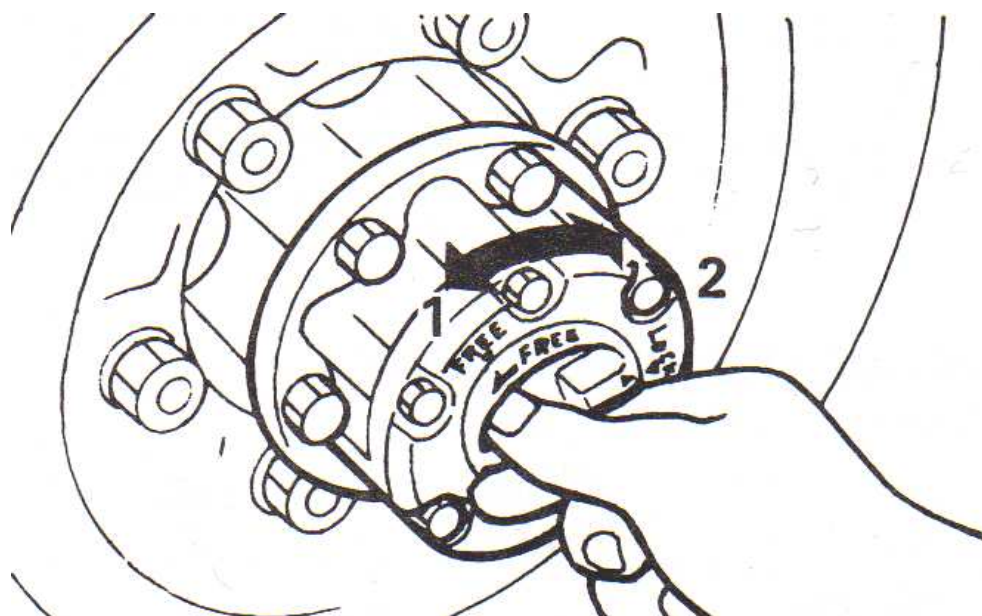
3.1.1 Volnoběžné náboje kol

Pokud by vozidlo nebylo vybaveno volnoběžnými náboji a řidič zařadil pohon jedné nápravy, otáčelo by se celé převodné ústrojí až k rozdělovací převodovce. Toto by způsobovalo zvýšený hluk, vibrace i ztráty, tedy zvýšenou spotřebu paliva. Umístíme-li ovšem do převodného ústrojí volnoběžné náboje kol, máme možnost kola v případě pohonu jedné nápravy odpojit od hnacího ústrojí a tím tedy snížit hluk i ztráty. Schéma vnitřního uspořádání volnoběžných nábojů je zobrazeno v příloze 1 na obr. 2.

3.1.1.1 Ručně ovládané volnoběžné náboje

V případě, že jsou na vozidle umístěny ručně ovládané volnoběžné náboje kol a řidič chce využít pohon 4×4, musí nejprve vystoupit z vozu a ručně spojit náboje kol s hnacími hřídelemi, tedy do polohy 4×4. Teprve poté může pomocí páky rozdělovací převodovky zvolit pohon 4×4. Naopak, je-li potřeba vyřadit pohon 4×4, musí řidič nejprve vystoupit a odpojit náboje kol od hnacích hřídelů, tedy přepnout do polohy 4×2.

Obr. 7 – Ručně ovládané volnoběžné náboje

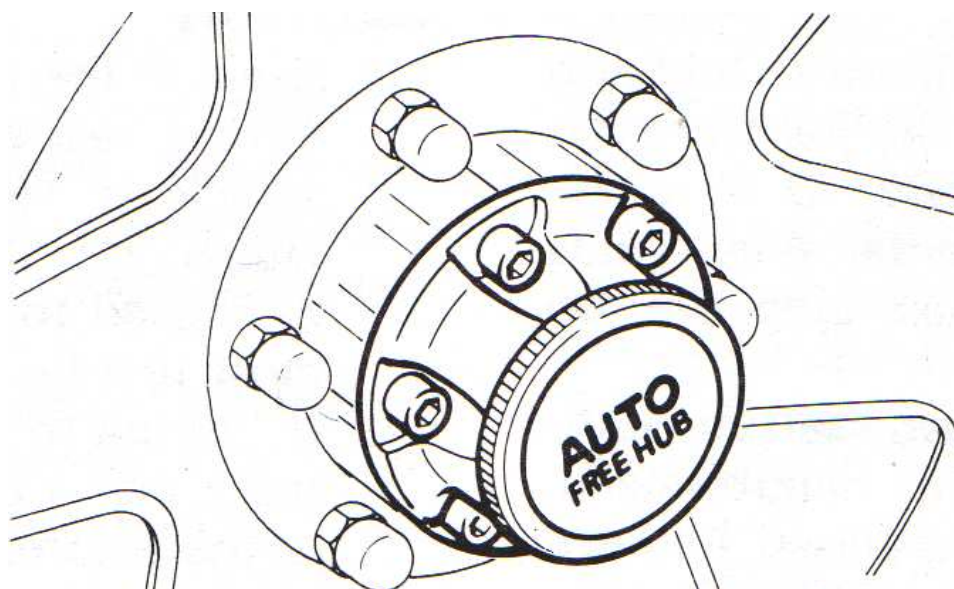


Zdroj: <http://team.mudlark.info/images/ManualFreeHub.jpg>

3.1.1.2 Automatické volnoběžné náboje

V případě, že jsou na vozidle umístěny automatické volnoběžné náboje kol a řidič chce využít pohon 4×4, nemusí již vystupovat z vozu a stačí přesunout páku rozdělovací převodovky na pohon 4×4. Pokud chceme vyřadit pohon 4×4, musíme přesunout páku rozdělovací převodovky do polohy 4×2. To ovšem nestačí. Pokud jsme s vozidlem jeli v době zapnutého 4×4 dopředu, musíme kousek couvnout, pokud jsme s vozidlem couvali, musíme popojet kousek dopředu a poté opět kousek couvnout, aby nastalo odpojení. Jedná se cca o 1 metr.

Obr. 8 – Automatické volnoběžné náboje



Zdroj: <http://team.mudlark.info/images/AutoFreeHub.jpg>

3.1.2 Stálý pohon přední nápravy, připojitelný pohon zadní nápravy

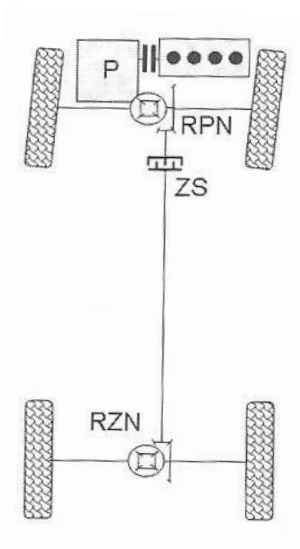
U tohoto uspořádání mají vozidla výhradně uložena motor v předu. V dnešní době se systémy ovládané řidičem u připojitelné zadní nápravy prakticky nepoužívají, toto je řešeno prostřednictvím samočinně řaditelných systémů. K tomuto účelu slouží viskózní spojky, nebo jsou na poháněcí nápravě snímány otáčky kol (a vypočítán skluz) a v případě potřeby dojde k zapnutí pohonu nepoháněné nápravy elektronickým a hydraulickým systémem. O systémech ovládaných řidičem i samočinných systémech pojednávají kapitoly viz. níže. [1, 3, 4]

3.1.2.1 Systémy ovládané řidičem

V tomto případě řidič ovládá připojení zadní nápravy za klidu vozidla. Nepoužívá se zde mezinápravový diferenciál. Hřídele obou náprav jsou pevně spojeny, otáčejí se stejnými úhlovými rychlostmi. Jednoduchost a relativně nízká cena tohoto uspořádání je vyvážena faktem, že zapojení pohonu 4x4 je možné pouze v případech, kdy vozidlo jede po vozovce s nízkou adhezí. Nebezpečí hrozí nejen při pohonu vozidla, kdy na pevném podkladu s dobrou adhezí vznikají při pevném spojení náprav parazitní síly, které zatěžují pohonný systém, ale i při brzdění, kdy reakční moment působí na zadní nápravu a mohlo by dojít až k blokování zadní nápravy a ztrátě stability vozidla. [1, 2]

Pohon 4x4 se u tohoto systému využívá jen při nutných případech, tedy na náledí, sněhu, písku a všude tam, kde pohon pouze přední nápravy vypověděl službu. Avšak přidané součásti navyšují hmotnost vozidla o cca 40 – 80 kg. Nejsou-li použity volnoběžné náboje zadních kol, dojde k navýšení spotřeby paliva. Toto se děje díky stálému točení dílů, které slouží k přidavnému pohonu zadní nápravy. Tento nárůst činí cca 10%. [1]

Obr. 9 – Schéma uspořádání – stálý pohon přední nápravy, připojitelný pohon zadní nápravy ovládaný řidičem



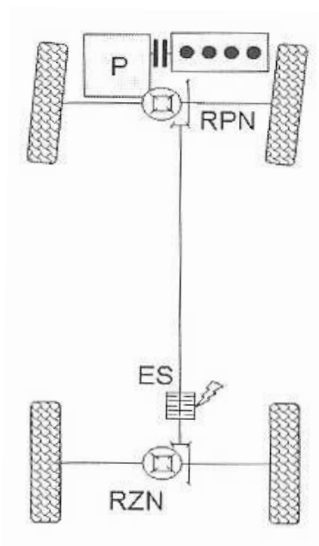
[1]

3.1.2.2 Samočinně řaditelné systémy

Jak již bylo řečeno, tato varianta systému řazení zadní nápravy je častější u moderních vozidel. U tohoto systému řidič nepoužívá tlačítka či páky, v případě prokluzu přední nápravy se samočinně připojí náprava zadní. Řidič zpravidla nemá možnost ovlivnit okamžitý počet připojených náprav, ani velikost točivého momentu jdoucí k zadní nápravě. Toto vyhodnocuje elektronika, která dělí moment od 100:0 (pohon jen přední nápravy) do 50:50 (rovnoměrné dělení točivého momentu mezi přední a zadní nápravu). [1]

Mezi nejvýraznější zástupce tohoto uspořádání patří například Volkswagen a Volvo, kteří využívají spojku Haldex, dále např. Nissan X - Trail, Honda CR - V a další. [1]

Obr. 10 – Schéma uspořádání – stálý pohon přední nápravy, připojitelný pohon zadní nápravy samočinně řaditelný



[1]

3.1.3 Stálý pohon zadní nápravy, připojitelný pohon přední nápravy

Tento způsob pohonu je používán převážně u terénních vozidel. Důvodem je nejen konstrukce, ale i cena. U tohoto pohonu je totiž vyžadována klasická koncepce vozidel, tedy motor uložený vpředu a pohon zadní nápravy. Je také možno uložit motor u zadní nápravy (příčně uložené motory), což je ovšem u osobních vozidel neobvyklé a z hlediska zatížení přední řízené nápravy nevýhodné. [1]

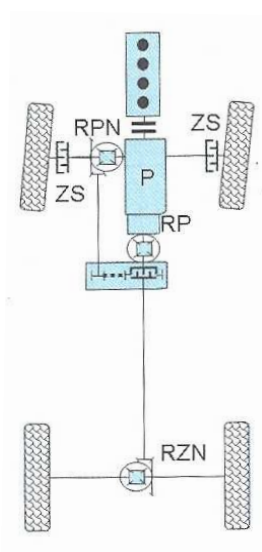
Jelikož je v této kategorii velký podíl zástupců terénních vozů, rád bych zde zmínil, co vlastně terén je. Za terén se pokládá nezastavěná nebo nezavodněná část zemského povrchu mimo pozemní komunikace se zpevněným podložím. Terén může obsahovat rostlinné nebo tvarové překážky, které mohou pohyb vozidla znesnadňovat nebo znemožňovat. [8]

3.1.3.1 Systémy ovládané řidičem

Vozidla s mezinápravovým diferenciálem

Tento systém umožňuje provoz vozidla s pohonem pouze zadních kol, ale i s pohonem 4×4 a to i na suché vozovce s dobrým součinitelem adheze. Často jsou takovéto systémy vybaveny uzávěrkou tohoto mezinápravového diferenciálu, aby při jízdě terénem vozidlo neztratilo svoje terénní schopnosti. Možné schéma tohoto uspořádání je zobrazeno na obr. 11.

Obr. 11 – Schéma uspořádání – stálý pohon zadní nápravy, připojitelný pohon přední nápravy s mezinápravovým diferenciálem



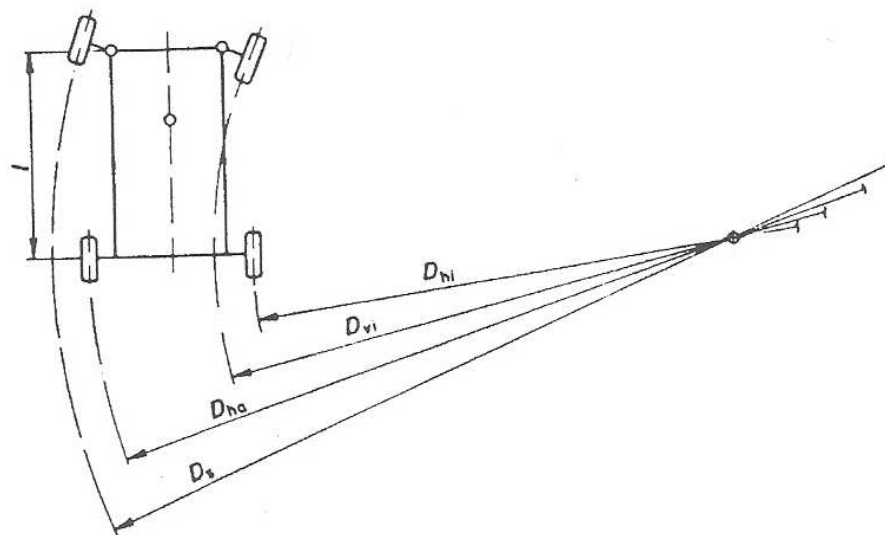
[1]

Vozidla bez mezinápravového diferenciálu

Systémy bez mezinápravového diferenciálu umožňují provoz vozidla se zařazeným pohonem 4×4 pouze na povrchu s velmi nízkým součinitelem adheze. Při jízdě vozidla po rovině se střední rychlosti předních a zadních kol rovnají. Jak ale plyne z obr. 12, při jízdě zatáčkou jsou poloměry zatáčení předních kol větší než zadních, tedy v tomto případě by jízda se zařazeným pohonem 4×4 zvyšovala opotřebení pneumatik, docházelo by k nadměrnému

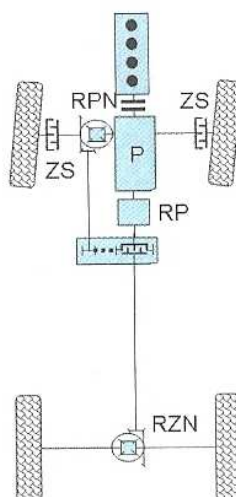
namáhání částí převodného ústrojí a v krajním případě by mohlo dojít až k destrukci některé z částí převodného ústrojí.

Obr. 12 – Poloměry zatáčení předních a zadních kol



[4]

Obr. 13 - Schéma uspořádání – stálý pohon zadní nápravy, připojitelný pohon přední nápravy bez mezinápravového diferenciálu



[1]

3.1.3.2 Samočinně řazené systémy

Samočinné řazení přední nápravy využívá například automobilka Mercedes-Benz v jejím systému 4Matic, dále BMW u systému xDrive nebo Jeep Quadra-Trac a Quadra-Drive. Některé z těchto systémů jsou podrobněji řešeny v kapitole konstrukční řešení ústrojí pohonů.

3.2 Stálý pohon všech kol

U vozidel se stálým pohonem všech kol je dán předpoklad, že musí zajistit rozdělení hnací síly na všechna čtyři kola a to za každé situace. Při jízdě v zatáčce se každé kolo odvaluje po jiném poloměru viz. obr. 12, tedy střední úhlové rychlosti všech kol jsou rozdílné. Toto netvoří problém při jízdě po vozovce či v terénu s nízkým součinitelem adheze μ . Ovšem při pohybu na vozovce s vysokým součinitelem μ , tedy typicky na suchém asfaltu toto tvoří velký problém, dochází k velkému namáhání převodného ústrojí s možností poškození některé jeho části. Z tohoto plyne potřeba nejen nápravových diferenciálů, ale i mezinápravového diferenciálu, který umožní rozdíl v úhlových rychlostech obou náprav.

Nápravové diferenciály umožňují symetrické rozdělení točivého momentu mezi pravé a levé kolo. Toto ovšem není žádoucí u rozdělení momentu mezi přední a zadní nápravu. Poměr rozdělení momentů mezi přední a zadní nápravu je dán mnoha faktory, jako například rozdělení hmotnosti mezi nápravy, naladění podvozku, koncepci automobilu atd. Tyto diferenciály se často vybavují například uzávěrkou, viskozí spojkou, ovládanou vícelamelovou spojkou anebo se používá svorný diferenciál, aby vůz neztratil své trakční schopnosti. [1, 3, 4]

3.2.1 Konstrukce se třemi diferenciály

Zde jsou dvě možnosti umístění mezinápravového diferenciálu. Velmi častá je možnost umístění u rozvodovky přední nápravy anebo přímo v ní. Možné je také umístění mimo rozvodovku přední nápravy.

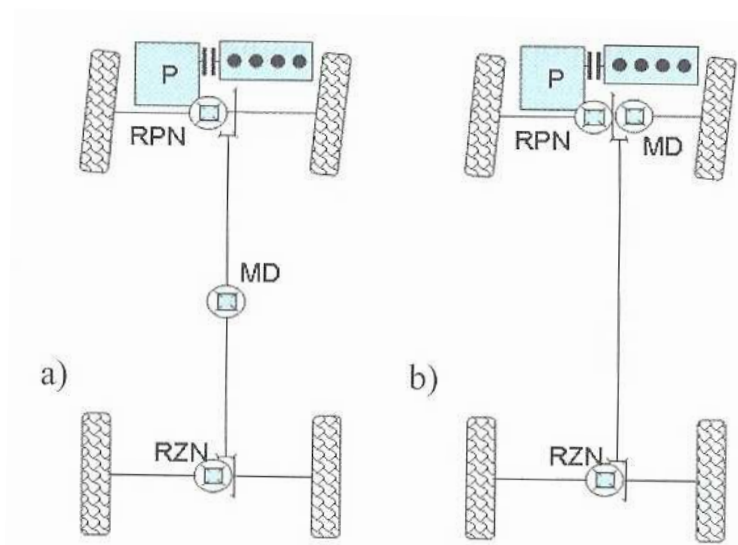
Často se také liší použité diferenciály. V tab. 1 jsou provedeny kombinace druhů předních a zadních diferenciálů. Na obr. 14 je znázorněno schématické uspořádání vozidel v této kategorii.

Tab. 1 – Kombinace druhů předních a mezinápravových diferenciálů

	Druh diferenciálu			
	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4
Přední dif.	Kuželový	Kuželový	Planetový	Kuželový
Mezinápravový dif.	Kuželový	Planetový	Planetový	Svorný

Obr. 14 – Schéma uspořádání – stálý pohon všech kol

- a) mezinápravový diferenciál umístěn mimo rozvodovku přední nápravy.
 b) mezinápravový diferenciál umístěn u rozvodovky přední nápravy nebo přímo v ní.



[1]

3.2.2 Konstrukce s viskózní spojkou

Při tomto uspořádání je mezinápravový diferenciál nahrazen viskózní spojkou, která umožní optimální rozdělení točivého momentu mezi nápravy. Schéma viskózní spojky je zobrazeno v příloze 1 na obr. 1.

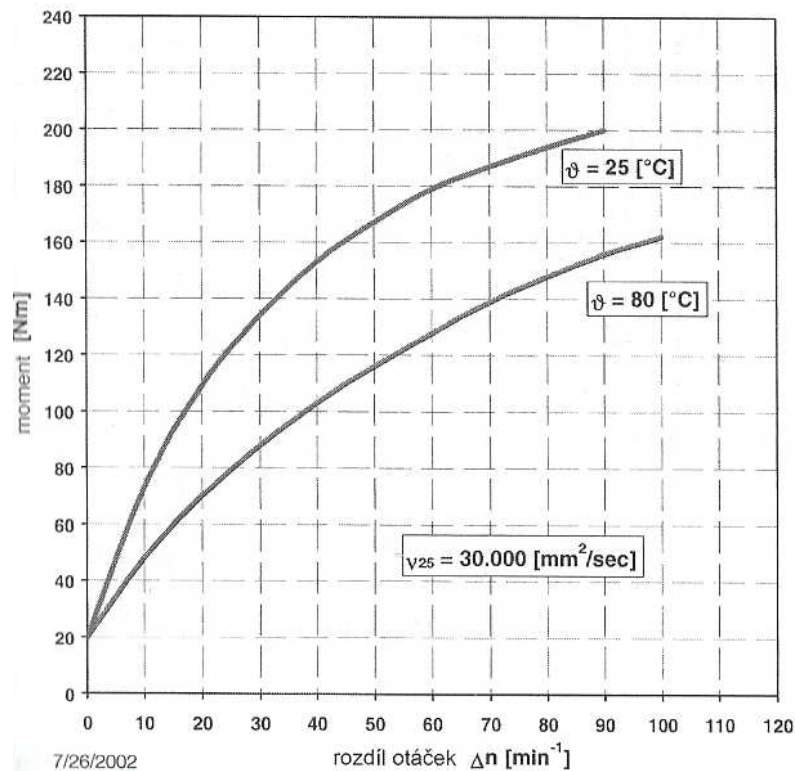
Viskózní spojka

Je to vícelamelová spojka uzavřená ve skříni naplněné silikonovou kapalinou vysoké viskozity. Ve skříni jsou umístěny dvě sady ocelových lamel – vnější a vnitřní. Vnější lamely

jsou pomocí drážek pevně spojeny se skříňí spojky, která je poháněna od vstupního hřídele, tedy točivým momentem motoru. Vnitřní lamely jsou drážkováním spojeny s výstupním hřídelem. Lamely jsou široké 0,6 – 0,9 mm a mezera mezi nimi je cca 0,35 mm. Lamely mají radiální drážky nebo jsou děrovány a jsou posuvně uloženy. Skříň spojky je naplněna ze 70 – 90% silikónovým olejem vysoké viskozity, který reaguje na vzrůstající teplotu vzrůstem svého objemu. [1, 12, 13]

V případě souhlasných otáček vstupu a výstupu se obě sady lamel otáčejí také stejnými otáčkami, spojka tedy není v činnosti. V případě rozdílnosti otáček vstupu a výstupu se lamely vůči sobě otáčejí různými rychlostmi a tím dochází k ohřevu silikonového oleje, který na toto reaguje nárůstem objemu a viskozity. Vzrůstající viskozita způsobuje unášení hnaných lamel spojky a rostoucí objem oleje tlačí lamely spojky k sobě, čímž zvyšuje přenášený moment. V extrémním případě prudkého nárůstu rychlosti hnacího hřídele dochází k takzvanému „hump efektu“, kdy jsou lamely spojky stlačeny k sobě. Ostré hrany radiálních výseků, které jsou v lamelách „setřou“ zbytky oleje mezi lamelami. Točivý moment je pak přenášen třením mezi lamelami, nikoliv kapalinovým třením. [1, 12, 13]

Obr. 15 – Charakteristika viskózní spojky



4 Konstrukční řešení ústrojí pohonů

Vozidel s pohonem všech kol je v současné době velké množství a dá se říci, že v podstatě každá automobilka již nějaký model s tímto pohonem nabízí. Vozy uvedené v této kapitole se řadí mezi nejtypičtější představitele tohoto pohonu nebo konstrukčně zajímavé.

4.1 BMW xDrive

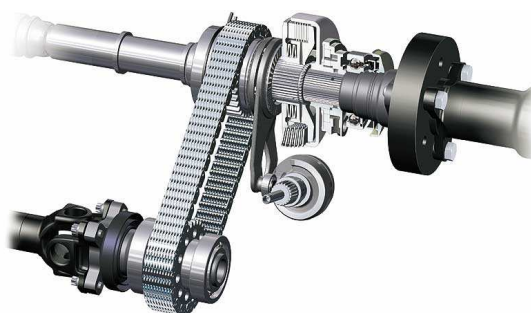


Zdroj: http://media.novinky.cz/452/224527-top_foto1-se07o.jpg

Nejedná se zde o stálý pohon všech kol, ale o stálý pohon zadní nápravy a elektronicky řaditelným pohonem předních kol. Základem je elektronicky řízená vícemelová spojka, umístěná za motorem s převodovkou. Řídící jednotka xDrive je přímo spojena s počítačem systému řízení stability DSC, což dovoluje rychlý zásah právě tam, kde je to třeba. Začíná-li mít vozidlo v zatáčce tendenci k přetáčivosti, pak dostane vícemelová spojka povel a většina hnacího momentu jde na přední kola, aby kola zadní mohla přenést větší boční sílu. Pokud ani to nestačí, vstoupí do děje DSC, které buď ubrání plyn, nebo přibrzděním některého z kol vrátí vozidlo na ideální stopu. Začne-li se vozidlo chovat nedotáčivě, může jít až 100% hnacího momentu k zadní nápravě. Pokud ani toto opatření nestačí, je opět využit některý z prvků DSC. V extrémních případech dokonce zcela rozpojuje, anebo na tuho spojuje přední a zadní nápravu k zajištění nezbytného chování. Tuhé spojení vytvořené tímto způsobem odpovídá svou funkcí 100% uzamknutí na tradičním pohonu čtyř kol. Vše se odehrává v takové rychlosti, že řidič tyto změny vůbec nedokáže postřehnout. Vícemelová spojka se totiž může plně otevřít nebo uzavřít během 100 ms. Tato extrémně rychlá reakce rozdělí hnací sílu rychleji, než se jedno z kol může začít rychleji otáčet. V části vychází vynikající výkon systému xDrive ze schopnosti tohoto systému využívat všechny informace a údaje nabízené řízením dynamické kontroly stability (DSC). Stáčení vozidla je například sledováno snímačem příčného zrychlení, stejně jako je snímačem sledována velikost úhlu natočení volantu. Spolu s údaji o rychlosti vozidla poskytované

senzory kol, akceleraci a údaji motoru, je systém xDrive schopen určovat již v časném stadiu, jak se vozidlo současně chová a dokáže dokonale rozdělovat pohonné síly mezi přední a zadní nápravu. Systém DSC užíváním funkce zásahu elektronické brzdy rovněž slouží jako systém pro rozdělení pohonné síly, když je potřeba, na buď oboje přední, anebo oboje zadní kola: jakmile hrozí rychlejší otáčení nějakého kola, to je okamžitě zpomalené brzdami. Z toho vyplývá, že diferenciál v pohonu na nápravu automaticky dodává větší výkon kolu na druhém zakončení dané nápravy. [10, 11]

Obr. 16 – Vícelamelová mezinápravová spojka pohonu xDrive



Zdroj: http://www.7-forum.com/news/news2004/xdrive_lamellenkupplung-p0012161-b.jpg

4.2 Nissan All – Mode

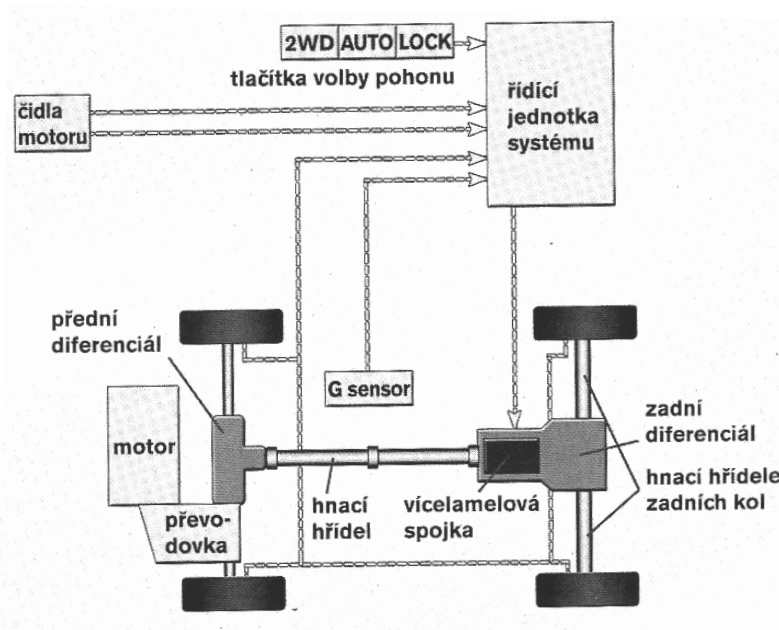


Zdroj: <http://nissan-parts.uneedapart.com/images/nissan-x-trail-parts.jpg>

Systém nabízí stálý pohon přední nápravy a elektromechanicky řaditelný pohon zadních kol. Z převodovky je kuželovým soukolím vyveden pohon kloubového hřídele k zadním kolům. Před zadním diferenciálem je umístěn „mozek“ celého systému, který se stará o optimální rozdělení hnacího momentu mezi nápravu. Pohon kloubového hřídele k zadní nápravě je odebírán přímo z klece předního diferenciálu, vícelamelová spojka řazení pohonu zadních kol je ovládána elektromagnetem a řidič může volit jízdu s jednou hnací nápravou či 4×4, neboť talířové kolo kuželového převodu k zadní nápravě je duté

a „převlečené“ přes hnací hřídel pravého předního kola. Kuželový převod je konstruován do rychla, aby se spojovací hřídel točil rychleji. Obě nápravy jsou poháněny hřídeli se stejnými úhlovými rychlostmi. Rozdíl je „doladován“ převodovým poměrem rozvodovky zadní nápravy. Elektromechanická jednotka je řízena na základě informací o rychlosti otáčení kol (monitoruje jejich prokluz nebo smyk) a podélném zrychlení. Jednotka pulsními signály řídí velikost proudu přiváděného na elektromagnet ovládání vícelamelové spojky pohonu zadní nápravy. Elektromagnet na spojku působí přes speciálně konstruovanou vačku. V závislosti na tlaku vyvinutém na lamelovou spojku se určuje velikost momentu přenášeného zadními koly. Rozdělení točivého momentu mezi nápravy se pohybuje v poměru 100:0 až 50:50. Na přístrojové desce má řidič stisknutím tlačítka na výběr jízdu s přední hnanou nápravou, jízdu s pohonem 4×4 nebo ponechání rozhodnutí na elektronické řídicí jednotce. Tomu odpovídají jednotlivá tlačítka: 2WD, LOCK, AUTO. Pokud se řidič rozhodne pro jízdu s pohonem předních kol, vůz jeho přání respektuje do chvíle, kdy řídicí jednotka zjistí, že se vůz dostal do nesnází, a zařadí i pohon zadních kol. Zařadí li volbu „LOCK“, kdy chce jet se všemi poháněnými koly, kontroluje řídicí jednotka rychlost. Pokud by totiž řidič jel vysokou rychlostí na pevném povrchu, mohlo by dojít k poškození součástí. Proto při vysokých rychlostech, kdy neprokluzují kola, jednotka vypíná pohon zadních kol. Při snížení rychlosti začne zase respektovat volbu „LOCK“. [11]

Obr. 17 – Funkce systému All – Mode 4×4



[11]

4.3 Spojka Haldex

Je mezinápravová spojka, která samočinně přiřazuje pohon zadní nápravy u některých vozidel s pohonem všech kol. Spojka Haldex je elektrohydraulicky ovládaná spojka s vlastní elektronickou řídicí jednotkou, která pomocí snímačů vyhodnocuje stav trakčních podmínek (schopnost přenosu hnací síly z kola na vozovku) přední nápravy. V případě potřeby je vydán příkaz zapojit i zadní náhon. Spojka Haldex byla vyvinuta švédskou firmou Haldex při spolupráci s automobilkami Volkswagen a Steyer-Daimler-Puch. První vozidlo se spojkou Haldex byl VW Golf 4 Motion v roce 1998. [15]

4.3.1 Princip činnosti

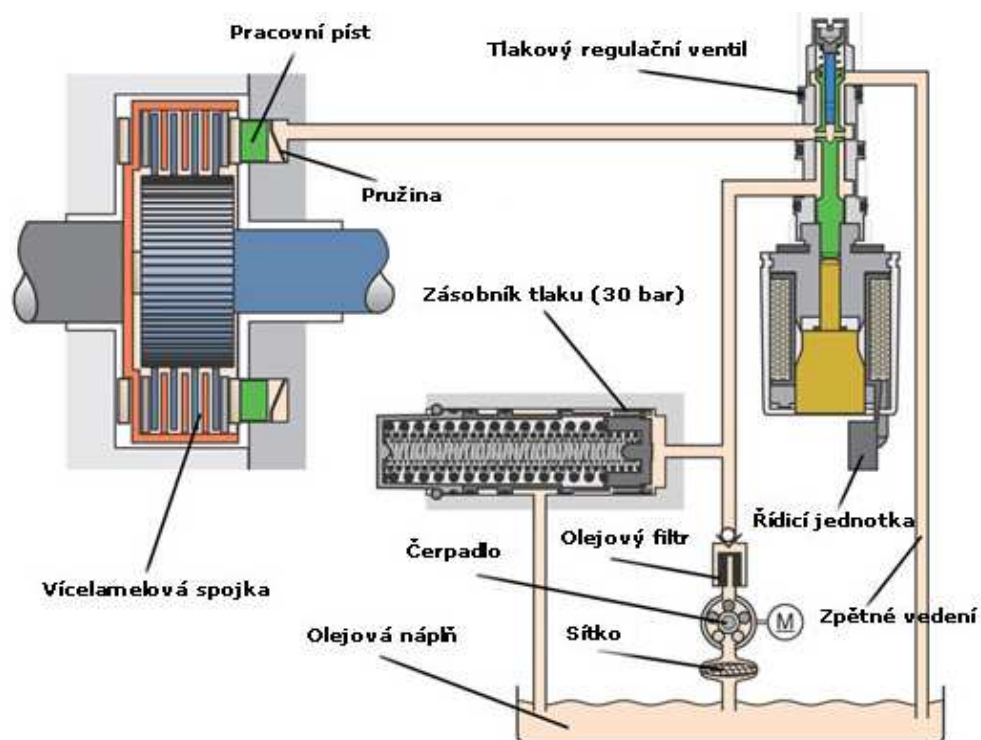
Elektronická řídicí jednotka spojky Haldex neustále zpracovává informace ze snímačů systému ABS na všech kolech a dále pak informace z řídicí jednotky motoru. Tímto způsobem jsou zjišťovány trakční podmínky na kolech přední i zadní nápravy. Vznikne-li nějaká změna oproti předchozímu stavu, nebo dojde-li ke zhoršení trakčních podmínek na přední nápravě, je uvedena v činnost spojka Haldex a tím pohon zadních kol. Za normálních podmínek je tak výkon motoru přenášen obvyklým způsobem ke kolům přední nápravy. U uspořádání pohonu 4x4 je to navíc pomocí kloubového spojovacího hřídele přenos k zadní nápravě. V pomocném rámu zadní nápravy je pak zavěšena skříň rozvodovky s diferenciálem zadní nápravy. Mezi rozvodovkou a spojovacím hřídelem je uložena spojka Haldex. Toto konstrukční řešení je výhodné z hlediska příznivého rozložení hmotnosti mezi obě nápravy. [15]

4.3.2 Haldex 4. generace – popis funkce

Na základě údajů o jízdní situaci nastavuje řídicí jednotka spojky Haldex potřebný tlak, který ovlivňuje stupeň sepnutí spojky a tím „přenášené množství“ točivého momentu. V případě zásahu ESP přebírá řízení sepnutí spojky Haldex řídicí jednotka systému ESP. V případě zásahu ABS dochází k rozpojení spojky Haldex. Po zapnutí zapalování (nikoliv nastartování) stojícího vozu se aktivuje pouze řídicí jednotka spojky Haldex, k vytvoření tlaku v systému však nedojde. Elektrické čerpadlo oleje je nečinné a řídicí ventil je otevřen. Jakmile motor dosáhne 400 otáček za minutu aktivuje se elektrické čerpadlo oleje. To čerpá olej přes olejový filtr do zásobníku tlaku až do doby, kdy je v okruhu dosažen tlak 30 bar. Při rozjezdu a zrychlování je nejefektivnější pohon zadní nápravy. Během akcelerace je proto řídicí ventil

zcela uzavřen, aby pracovní tlak na lamely spojky mohl dosáhnout maxima a pro kola zadní nápravy byl k dispozici co nejvyšší točivý moment. Pro jízdu vyšší rychlostí je na zadní nápravě potřeba pouze malý točivý moment. Pracovní tlak působící na pracovní píst je regulován dle potřeby. Při brzdění není zapotřebí přenášet točivý moment na kola zadní nápravy. Řídicí ventil se proto otevře, čímž klesne tlak v systému a spojka se rozpojí. U zabrzděného vozu s běžícím motorem je spojka rozpojena. K řízení spojky Haldex je v tuto chvíli využíván signál polohy plynového pedálu. Při rozjezdu (po sešlápnutí plynového pedálu) se pracovní tlak v systému opět zvyšuje, aby byl k dispozici. [16]

Obr. 18 – Základní části systému Haldex 4. generace



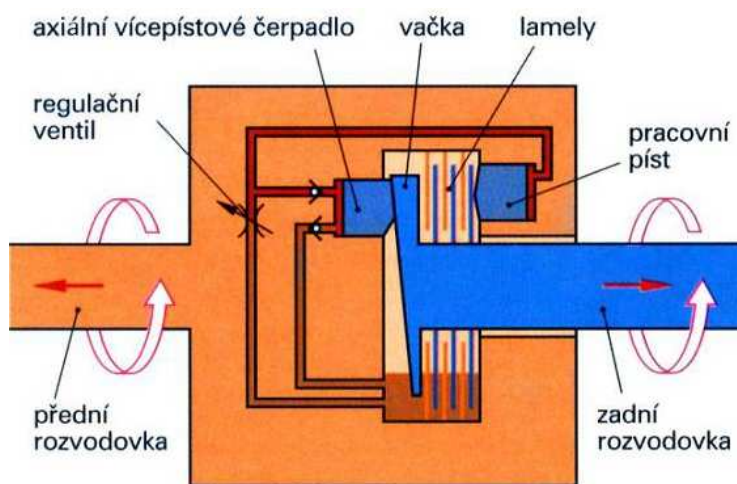
[16]

4.3.3 Konstrukce

Spojka Haldex je vícemelková a pracuje v olejové lázni. Ovládání spojky zajišťuje dvojice pístů, jejichž činnost je řízena řídicí jednotkou a soustavou regulačních ventilů. Potřebný tlak k pístům je dodáván axiálním hydraulickým čerpadlem. Zjistí-li tedy řídicí jednotka spojky změnu v trakčních podmínkách je okamžitě prostřednictvím ovládání pístů zmenšen nebo zvětšen tlak oleje působící na spojku. Tím je přenesena k zadním kolům pouze

potřebná část hnacího momentu vzhledem k podmínkám. Poměr přenosu k předním a zadním kolům je tak okamžitě přizpůsoben k daným provozním podmínkám. Tento poměr může být v rozsahu přední:zadní kola v procentech 100:0 až do poměru 50:50. Tímto způsobem se dosahuje optimálního záběru všech kol na kluzkém povrchu, zlepšuje jízdní vlastnosti vozu a nižší spotřeby paliva z důvodu odpojení pohonu zadní nápravy za normálních podmínek. [15]

Obr. 19 – Schéma funkce spojky Haldex



Zdroj: http://audiklub.cz/files_content/image/clip_image002.jpg

Spojku Haldex v současnosti využívají nejen běžné osobní automobily, ale také sportovně užitková vozidla SUV. Toto zařízení se montuje do vozidel koncernu VW, ale také do modelů Volvo, Ford Kuga, Land Rover Freelander 2 nebo například do Bugatti Veyron a dalších.

4.4 Alfa Romeo Q4

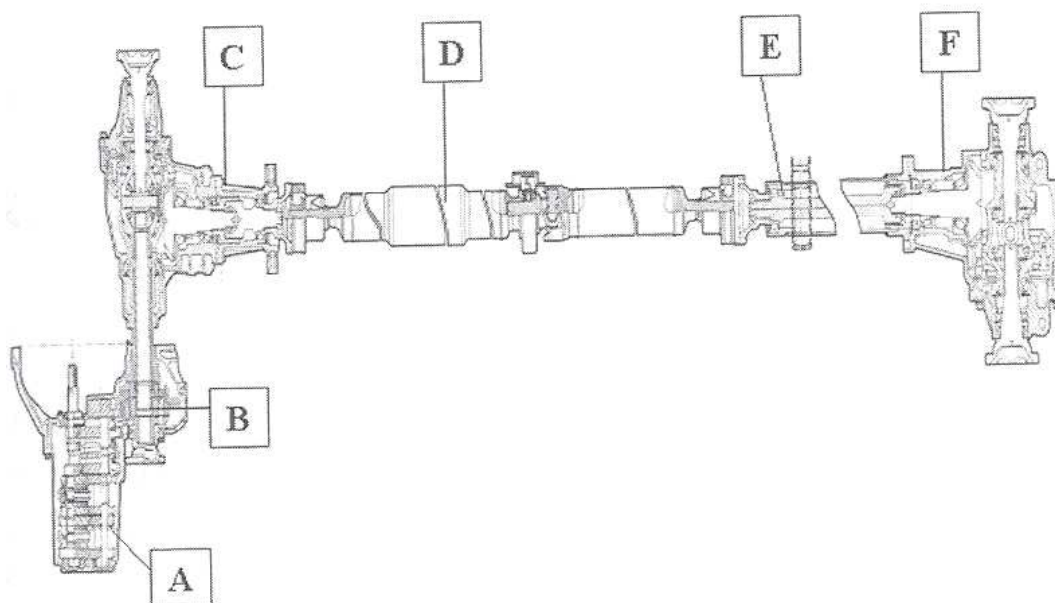


Zdroj: <http://www.carsplusplus.com/pictures/2007/22618/photo.jpg>

Stálý pohon všech kol je zde řešen pomocí mezinápravového diferenciálu Torsen C, který je uložen ve skříni převodovky (pozice B). Ten se za běžných podmínek stará

o rozdělení točivého momentu mezi přední/zadní nápravu v poměru 42:58. Poměrně dlouhými dutými hřídeli je veden točivý moment do skříně rozvodovky přední nápravy (pozice C), ve které se nachází kuželový diferenciál přední nápravy a kuželový převod k přenosu výkonu k zadní nápravě. Hřídel levého předního kola je veden středem dutých hřídelů i mezinápravového děliče momentu Torsen. K rozvodovce zadní nápravy je točivý moment veden kardanovými hřídeli. [1]

Obr. 20 – Pohled na uspořádání ústrojí Alfy Romeo 156 Q4



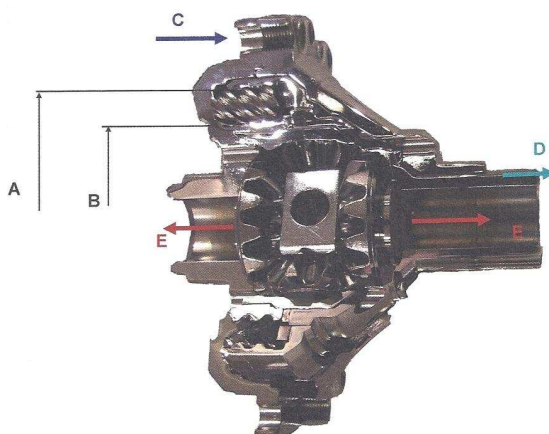
A – Pětistupňová převodovka C 530, B – Mezinápravový diferenciál Torsen typu C, C – Rozvodovka přední nápravy, D – Kloubový hřídel k pohonu zadní nápravy, E – Vložený dutý hřídel, F – Rozvodovka zadní nápravy

[1]

Příčný řez konstrukce diferenciálu Torsen C Twin je vidět na obr. 21. Talířové kolo stálého záběru s čelním šikmým ozubením je zároveň unášec planetového soukolí diferenciálu Torsen C. Planeta nebo centrální kolo s čelním ozubením je pevně spojena s klecí kuželového diferenciálu přední nápravy – tok výkonu označený písmenem E. Korunové kolo diferenciálu Torsen C je tvořeno dutým hřídelem, uvnitř kterého je „schovaný“ nápravový diferenciál i hřídel pohonu pravého předního kola označeno písmenem D. Korunové kolo odvádí patřičný díl točivého momentu k zadní nápravě. Kuželové soukolí, které pomáhá změnit příčné uspořádání na podélné, aby mohl být točivý moment skutečně odveden k rozvodovce zadní

nápravy, je uloženo v oddělené skříni přišroubované z boku na převodovku. Prostředkem prochází hřídel pohonu předního kola. Okolo něj, uložený ve skříni na kuželíkových ložiskách, rotuje dutý hřídel pohonu k zadní nápravě nesoucí čelní ozubené kolo zabírající do předlohového hřídele jednotky s kuželovým talířovým kolem. [1]

Obr. 21 – Průhled do diferenciálu Torsen C Twin



A – Poloměr záběru koruna/satelit, B – Poloměr záběru planeta/satelit, C – Tok vstupního momentu, D – Tok točivého momentu k pohonu zadní nápravy, E – tok točivého momentu k pohonu přední nápravy

[1]

4.5 Mercedes Benz 4Matic

4.5.1 I. generace

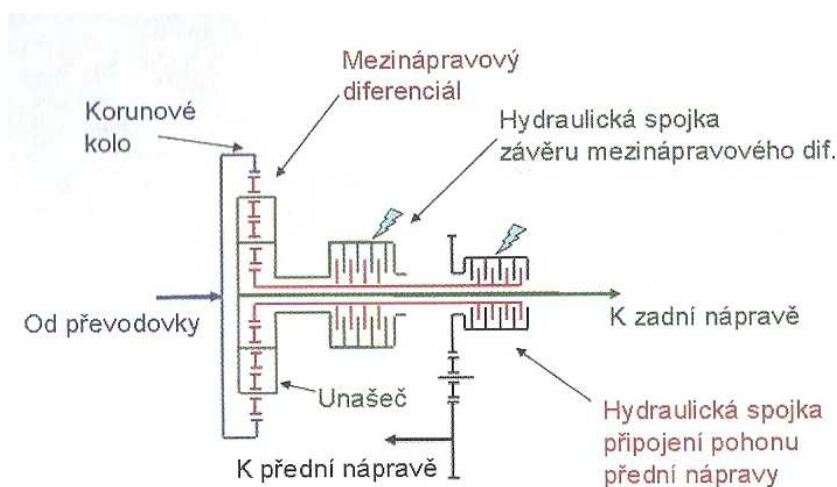


Zdroj: http://pictures.topspeed.com/IMG/crop/200702/2009-mercedes-e-class-3_460x0w.jpg

První generace pohonu 4Matic se objevila v 80. letech minulého století. Jednalo se o stálý pohon zadních kol a samočinně řaditelným pohonem kol předních u třídy E. Schéma nejdůležitější části tohoto pohonu, tedy rozdělovací převodovky, je naznačena na obr. 22. Najdeme zde mezinápravový planetový diferenciál a dvě vícelamelové hydraulicky ovládané

spojky. Jedna spojka zajišťuje připojení pohonu přední nápravy, druhá spojka vzájemně spojí planetové kolo a unášec mezinápravového diferenciálu - slouží tedy jako závěr. Na vývod k přední nápravě je napojen kloubový hřídel, který vede podél hlavní převodovky k rozvodovce přední nápravy, která prochází vanou motoru. Pohon k zadní nápravě odpovídá sériovému vozidlu s pohonem pouze zadní nápravy. Diferenciál zadních kol je vybaven dvěma lamelovými, hydraulicky ovládanými spojkami, které zajišťují až 100% svornost diferenciálu. [1]

Obr. 22 – Schéma rozdělovací převodovky systému 4 Matic I. Generace



[1]

4.5.2 II. generace

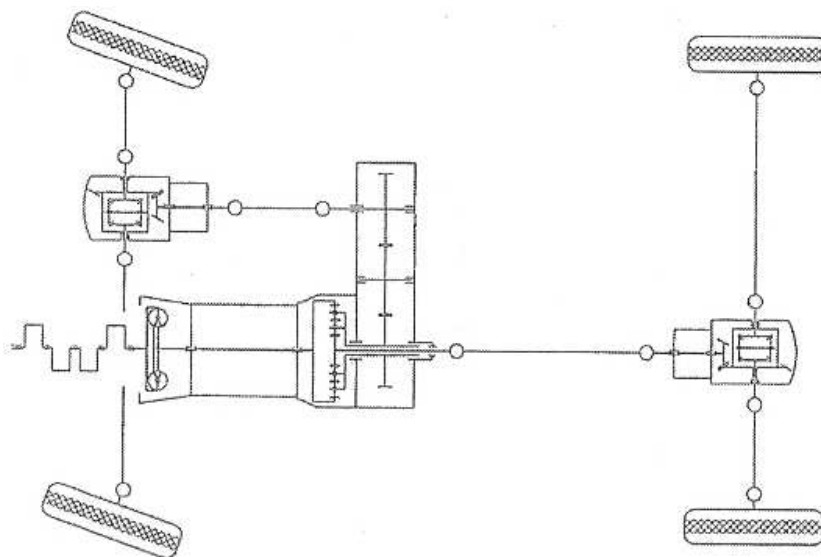


Zdroj: <http://autocars.setifaq.org/images/mercedes-benz09.jpg>

Systém 4Matic II nemá s původní generací nic společného. V roce 1997 byla uvedena druhá generace, která využívala trvalý pohon všech kol s rozdělením točivého momentu k přední a zadní nápravě v poměru 35:65, tento poměr se v roce 2002 změnil na 40:60. [1]

Základem pohonu je planetový mezinápravový diferenciál, který zajišťuje dělení točivého momentu mezi přední a zadní nápravu. Unášec pohání přes ozubené soukolí se šikmým ozubením hřídel pohonu předních kol. Planetové kolo je pevně spojeno s hřídelem pohonu zadních kol. Korunové kolo přivádí do planetového diferenciálu výkon. Diferenciál musí obsahovat dvě satelitové řady, aby výstupy měly stejný smysl otáčení. [1]

Obr. 23 – Schéma pohonu Mercedes-Benz 4Matic II. generace



[1]

4Matic pracuje za podpory elektronického soustavy ESP, která zahrnuje jak ASR, ETS tak i ABS. Všechny tyto soustavy jsou vyladěny pro specifický pohon všech kol. [1]

4.5.3 III. generace



Zdroj: <http://www.hybrid.cz/obrazky/mercedes-benz/mercedes-benz-s400-hybrid.jpg>

Z důvodů zlepšení záběrových schopností, jízdních vlastností vozidla a bezpečnosti jízdy byla v roce 2006 uvedena III. generace 4Matic použité poprvé u třídy S. Oproti předchozí generaci se snížila hmotnost systému, což přineslo snížení spotřeby paliva

o 0,6 l/100 km. Základem je stále planetový mezinápravový diferenciál, dělení točivého momentu je zde 45:55. Je zde používána nová sedmistupňová samočinná převodovka 7G-Tronic. Planetový diferenciál má stejné schéma jako u 4Maticu II. [1]

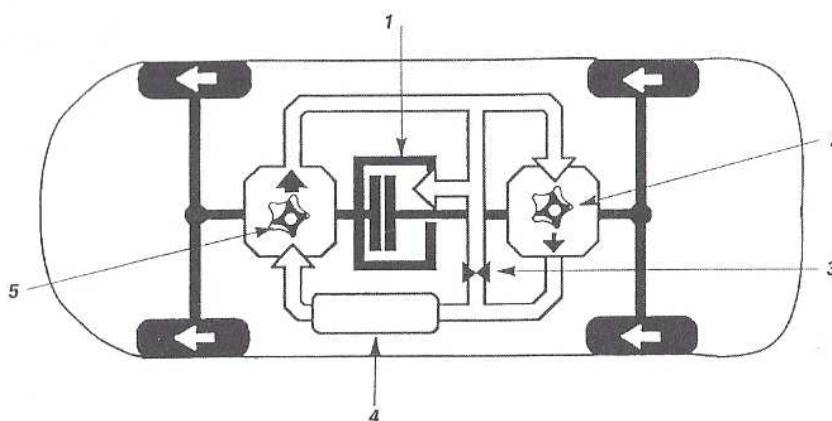
4.6 Honda Real Time 4WD



Zdroj: <http://img.katalog-automobilu.cz/files/produkty/cz/3/3495/honda-cr-v-ii-20i-16v.jpg>

Pohon Hondy CR-V se značně liší od pohonů jiných výrobců. Stále je zde poháněna přední náprava a v případě potřeby je samočinně připojena náprava zadní. Ústrojí tohoto samočinného pohonu je hydrostatické. Základem připojení zadní nápravy je vícelamelová spojka ovládaná soustavou dvou rotačních zubových hydrostatických jednotek. Tyto jednotky mohou pracovat jak v generátorovém (čerpadlovém) chodu, tak v motorickém chodu jako hydromotor. [1, 19, 20]

Obr. 24 – Schématické uspořádání hydrostatické soustavy samočinného pohonu všech kol



[1]

Přední zubová jednotka je poháněna od přední nápravy a je zároveň spojena se sadou vnějších lamel lamelové spojky. Zadní zubová jednotka je analogicky poháněna od zadních

kol a je spojena s vnitřní sadou lamel. Celá souprava je uložena ve skříni přišroubované na těleso rozvodovky zadní nápravy. [1, 20]

Na suchém a pevném povrchu se přední i zadní kola otáčejí stejnou rychlostí a stejně rychle pracují také obě čerpadla. Hydraulická kapalina mezi oběma čerpadly cirkuluje, avšak nevytváří se žádný tlak, neboť tlak kapaliny vytvořený čerpadlem na přední nápravě je vyrovnáván zadním čerpadlem. Pokud se přední kola začnou v důsledku prokluzu otáčet rychleji, změní se rychlost otáčení hydraulických čerpadel a vznikne hydraulický tlak, který poměrně odpovídá rozdílu jejich otáček. Tento tlak je přenášen na vícelamelovou spojku, která spojí hnací hřídel s diferenciálem zadní nápravy. Zadní diferenciál následně přeneše na zadní kola takové množství točivého momentu, jaké je zapotřebí pro dosažení trakce. [19, 20]

Mezinápravová spojka má šest různých provozních stavů

1) Rozjezd dopředu (mód 4×4)

Při prudké akceleraci se kola přední nápravy budou otáčet rychleji než kola zadní. Vozidlo tedy musí připojit i pohon zadní nápravy. Čerpadlo spojené s předními koly se otáčí rychleji než čerpadlo poháněné od zadních kol. Přední čerpadlo začne sávat olej ze zásobníku. Část oleje je nasáta zadní zubovou jednotkou a zbytek jde k ovládacímu pístu lamelové spojky. Před pístem je tlak oleje regulován dvěma škrťacími otvory. Tlak oleje působí na píst, který stlačuje lamely spojky – je zařazen pohon zadní nápravy. [1]

2) Jízda vpřed s pohonem pouze předních kol (4×2)

Při jízdě po zpevněném povrchu se kola přední i zadní nápravy otáčejí prakticky stejně, tedy i hydrostatické zubové jednotky. Olej odtékající z předního čerpadla je nasáván zadní zubovou jednotkou. Škrťacími otvory neprotéká žádný olej a lamelová spojka není ovládána – vozidlo jeden s pohonem pouze přední nápravy. [1]

3) Brzdění při jízdě vpřed (4×2)

Při razantním sešlápnutí brzdového pedálu se budou kola zadní nápravy otáčet rychleji než kola přední. Vozidlo musí zůstat v módu 4×2. Zadní čerpadlo se otáčí rychleji než přední, veškerý odtok oleje stlačeného zadním čerpadlem je nasán přední zubovou jednotkou. [1]

4) Rozjezd na zpátečku (4×4)

Při prudké akceleraci na zpátečku se budou kola přední nápravy otáčet rychleji než kola zadní. Vozidlo by mělo přiřadit i pohon zadní nápravy. Přední čerpadlo se otáčí rychleji než zadní jednotka. Odtok tlakového oleje od předního čerpadla je veden přes přepouštěcí ventil. Část oleje je nasávána zadní jednotkou, zbytek jde ke škrťícím otvorům, odkud je přímo ovládán píst působící na lamelovou spojku při spojení pohonu zadní nápravy. Vůz couvá s pohonem 4×4. [1]

5) Couvání (4×2)

Vozidlo se chová stejně jako v bodě 2, tedy jízda vpřed s pohonem pouze přední nápravy. [1]

6) Couvání s pohonem všech kol (4×4)

Při razantním sešlápnutí brzdového pedálu se budou zadní kola otáčet rychleji než kola přední, ovšem měl by být zachován pohon všech kol. Zadní čerpadlo nasává olej přes řídicí ventily. Tlakový olej je veden přes přepouštěcí ventil k pístu ovládání lamelové spojky. V tomto okamžiku je tlak regulován dvěma škrťícími otvory. [1]

Tento systém Honda používala u svého modelu CR-V od roku 1995 do roku 2007. V roce 2007 byla dvojice hydrostatických jednotek s lamelovými spojkami doplněna vačkovým mechanismem s kuličkou. Tyto vačkové mechanismy zajišťují v případě rozdílu otáček sepnutí lamelové spojky. Přísun točivého momentu dále zajišťují hydrostatické jednotky. [1]

Modernizace systému přinesla rychlejší nárůst točivého momentu pohonu zadních kol v počáteční fázi rozdílných otáček mezi přední a zadní nápravou. [1]

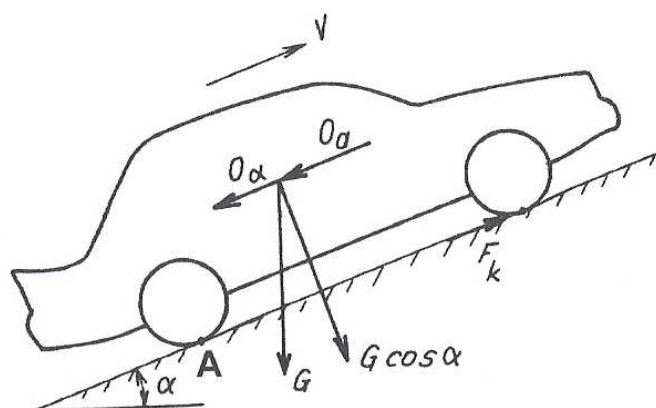
5 Porovnání systémů pohonů 4×4

5.1.1 Ovlivnění podélné dynamiky jízdy druhem pohonu

Velikost přenositelné hnací síly mezi kolem a vozovkou F_{hx} závisí na zatížení kola F_z a na součiniteli adheze vozovky μ 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 adheze ovlivňuje zejména povrch vozovky. [1]

$$F_{hx} = \mu \times F_z \quad 3.1$$

Obr. 25 – Síly působící na vozidlo ve stoupání při akceleraci (zanedbán odpor vzduchu a valení)



[1]

α	úhel stoupání [°]
G	tíha vozidla [kg]
v	rychlost vozidla [$m \cdot s^{-1}$]
O_a	odpor setrvačnosti
l	rozvor náprav [m]
l_p	vzdálenost od těžiště k přední nápravě [m]
l_z	vzdálenost od těžiště k zadní nápravě [m]

h	výška těžiště [m]
a	zrychlení (zpomalení) [$m \cdot s^{-2}$]
g	tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]
δ	součinitel rotačních hmot [-]
m_{red}	redukovaná hmotnost [kg]
F_h	Hnací síla [N]
F_z	radiální zatížení kola [N]

Pro porovnání pohonů sestavíme rovnici rovnováhy sil v ose x dle obr. 25. Při rozjezdu můžeme zanedbat odpor vzduchu, stejně tak i odpor valení, který bude v porovnání s odporem ve stoupání či odporem setrvačnosti minimálně o řád menší.

Rovnice rovnováhy

$$\begin{aligned}
 F_h &= G \times \sin \alpha + \frac{a}{g} \times \delta \\
 \delta &= \frac{m_{red}}{m} \\
 G &= m \times g \\
 F_h &= G \times \left(\sin \alpha + \frac{a}{g} \times \delta \right)
 \end{aligned}
 \tag{3.2}$$

Další výpočty se nám již budou lišit podle druhu a počtu poháněných náprav.

5.1.2 Pohon přední nápravy

Velikost zatížení přední nápravy při jízdě do kopce či při zrychlování určíme z rovnice momentové rovnováhy k bodu dotyku zadní nápravy s vozovkou (bod A na obr. 25)

$$\begin{aligned}
 \sum M_A &= 0 \\
 F_{zp} \times l - G \times \cos \alpha \times l_z + G \times \sin \alpha \times h + m \times a \times \delta \times h &= 0 \\
 F_{zp} &= G \times \left(\cos \alpha \times \frac{l_z}{l} - \frac{h}{l} \times \left(\sin \alpha + \frac{a}{g} \times \delta \right) \right)
 \end{aligned}
 \tag{3.3}$$

Potřebný součinitel adheze na přední nápravě pro přenos hnací síly je:

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

$$\mu_p = \frac{\sin \alpha + \frac{a}{g} \times \delta}{\cos \alpha \times \frac{l_z}{l} - \frac{h}{l} \times \left(\sin \alpha + \frac{a}{g} \times \delta \right)} \quad 3.4$$

Jelikož součinitel adheze je dán povrchem a stavem vozovky, levá strana rovnice je tudíž známá. Obě neznámé stoupání vozovky α či zrychlení vozidla a jsou na pravé straně rovnice. Pokud nás bude zajímat např. největší dosažitelné zrychlení na rovině, upravíme rovnici do tvaru:

$$a_{\max} = \frac{\mu_p \times \frac{l_z}{l}}{1 + \mu_p \times \frac{h}{l}} \times \frac{g}{\delta} \quad 3.5$$

Snadnější vyjádření největšího možného zrychlení, či stoupání vozovky pro daný součinitel adheze z rovnice (3.4) dosáhneme, pokud pravou stranu rovnice vydělíme $\cos \alpha$ (3.7), a zavedeme bezrozměrnou veličinu zahrnující stoupání i zrychlení q (3.8). Výpočet velikosti koeficientu q pomocí součinitele adheze je uvede v rovnici (3.9).

$$\mu_p = \frac{\tan \alpha + \frac{a}{g \times \cos \alpha} \times \delta}{\frac{l_z}{l} - \frac{h}{l} \times \left(\tan \alpha + \frac{a}{g \times \cos \alpha} \times \delta \right)} \quad 3.6$$

$$q = \tan \alpha + \frac{a}{g \times \cos \alpha} \times \delta \quad 3.7$$

$$\mu_p = \frac{q}{\frac{l_z}{l} - \frac{h}{l} \times q} \Rightarrow q_p = \frac{\mu_p \times \frac{l_z}{l}}{1 + \mu_p \times \frac{h}{l}} \quad 3.9$$

5.1.3 Pohon zadní nápravy

Pro vyjádření nutného součinitele adheze na zadní nápravě pro přenos hnací síly při pohonu vozidla pouze zadní nápravou postupujeme obdobně. Již nebudeme uvádět celý postup odvození vzorců, pouze jejich konečnou podobu v rovnicích (3.10) a (3.11).

$$\mu_z = \frac{q}{\frac{l_p}{l} + \frac{h}{l} \times q} \quad 3.10$$

$$q_z = \frac{\mu_z \times \frac{l_p}{l}}{1 - \mu_z \times \frac{h}{l}} \quad 3.11$$

5.1.4 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 ϕ .

$$\phi = \frac{F_{hz}}{F_{celková_hnací}} \quad 3.12$$

Pohon pouze přední nápravy	$\phi = 0$
Pohon pouze zadní nápravy	$\phi = 1$
Stálý pohon všech kol	$\phi = 0,5 - 0,65$

Pro vyjádření potřebného součinitele adheze pod přední a zadní nápravou, tak aby bylo možné přenést nutné množství hnací síly oběma nápravami, vyjdeme ze vzorců (3.4) respektive (3.7) pro přední nápravu a (3.10) pro zadní nápravu s uvažováním koeficientu rozdělení hnacích sil mezi nápravami ϕ . Obdržíme následující rovnice:

$$\mu_p = \frac{(1 - \phi) \times q}{\frac{l_z}{l} + \frac{h}{l} \times q} \quad 3.13$$

$$\mu_z = \frac{\phi \times q}{\frac{l_p}{l} + \frac{h}{l} \times q} \quad 3.14$$

Přenesitelný hnací moment, respektive hnací síla přenesitelná tou kterou nápravou závisí (při stejném součiniteli adheze u všech kol) na zatížení náprav. Vyjdeme-li ze vzorců (3.13) a (3.14), které definují výpočet potřebného součinitele adheze na nápravách, platí následující tvrzení: Pokud pro dosažení přenosu podílu hnací síly přední nápravou na vozovku je třeba na pření 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 vypočtený součinitel adheze $\mu_p > \mu_z$, potom největší dosažitelný bezrozměrný součinitel stoupání a zrychlení q se bude pro pohon všech kol rovnat:

$$q = \frac{\mu_p \times \frac{l_z}{l}}{(1 - \phi) + \mu_p \times \frac{h}{l}} \quad 3.15$$

V opačném případě, kdy dříve začnou prokluzovat kola zadní nápravy, a vypočtený součinitel adheze $\mu_z > \mu_p$ změní se možnosti stoupavosti nebo zrychlení takového vozu podle rovnice (3.16).

$$q = \frac{\mu_z \times \frac{l_p}{l}}{\phi - \mu_z \times \frac{h}{l}} \quad 3.16$$

Nejlepší parametry dosahují vozidla s uzávěrkou mezinápravového diferenciálu v případě stálého pohonu 4×4 nebo vozidla s řaditelným pohonem jedné nápravy, kdy po zařazení pohonu všech kol jsou obě nápravy pevně spojeny. V takovýchto případech je dosaženo největší možné stoupavosti. V tomto případě platí:

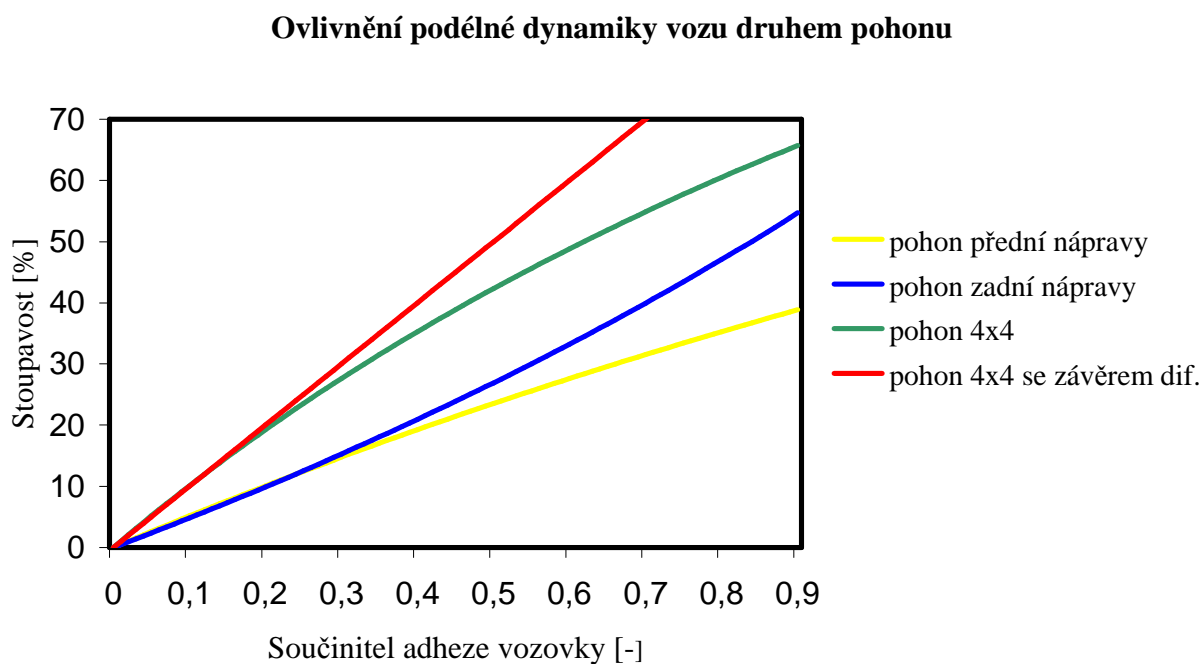
$$q = \mu$$

5.2 Porovnání výpočtem

Ovlivnění podélné dynamiky vozidla jednotlivými druhy pohonu je na první pohled zřetelné z grafu 2, kde bylo provedeno porovnání jednotlivých druhů pohonů bezrozměrným koeficientem q , přepočítaného na stoupavost svahu v %, v závislosti na součiniteli adheze vozovky. Celý výpočet byl prováděn pro zvolené vozidlo, jehož parametry jsou:

Rozvor náprav	$l = 2,4$ m
Vzdálenost těžiště od přední nápravy	$l_p = 1,13$ m
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy	$l_z = 1,27$ m
Výška těžiště od vozovky	$h = 0,6$
Podíl hnací síly na zadní nápravě vůči celkové hnací síle	$\Phi = 0,5$
Zrychlení vozidla	$a = 0$ m*s ⁻²

Graf 2 – Vliv druhu pohonu na podélnou dynamiku vozidla



Pro pohon 4×4 zde bylo použito dělení hnacího momentu mezi přední a zadní nápravu v poměru 50:50 a rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravu v poměru 53:47%. Velikou roli hraje také součinitel adheze vozovky μ . Některé hodnoty tohoto součinitele jsou uvedeny v tab. 2.

Z grafu je patrná značně větší stoupavost vozu s pohonem 4×4 oproti pohonu přední nebo zadní nápravy. Porovnáme-li pohon přední a zadní nápravy, můžeme si povšimnout, že křivky těchto pohonů se při velmi nízkých součinitelích adheze prakticky překrývají. Tato skutečnost se projevuje i při porovnání pohonu 4×4 bez sepnuté uzávěrky a se sepnutou uzávěrkou. Při nízkých součinitelích adheze a při použití běžných pneumatik totiž není prakticky možné přenést hnací moment na podložku. V tomto případě je nejlepším řešením použít speciální pneumatiky s hřeby nebo použít řetězy.

Tab. 2 – Vybrané hodnoty součinitele adheze μ

Druh povrchu vozovky	Stav povrchu vozovky	Součinitel adheze μ
Asfalt	suchý	0,7 - 1
	mokrá	0,5 - 0,8
Dlažba	suchá	0,6 - 0,85
	mokrá	0,3 - 0,5
Louka	suchá	0,5 - 0,8
	mokrá	0,1 - 0,5
Strniště	suché	0,75 - 0,85
	vlhké	0,6 - 0,75
Makadam	-	0,5 - 0,7
Hlinitá polní cesta	suchá	0,8
Písčité polní cesta	suchá	0,7
Oranice	čerstvá	0,4 - 0,5
	ulehlá	0,5 - 0,7
Písek	vlhký	0,4
	suchý	0,3
Sníh	uježděný	0,1 - 0,4
	hluboký	0,2 - 0,4
Náledí	-	0,1 - 0,2
Bažina	-	0,1 - 0,5

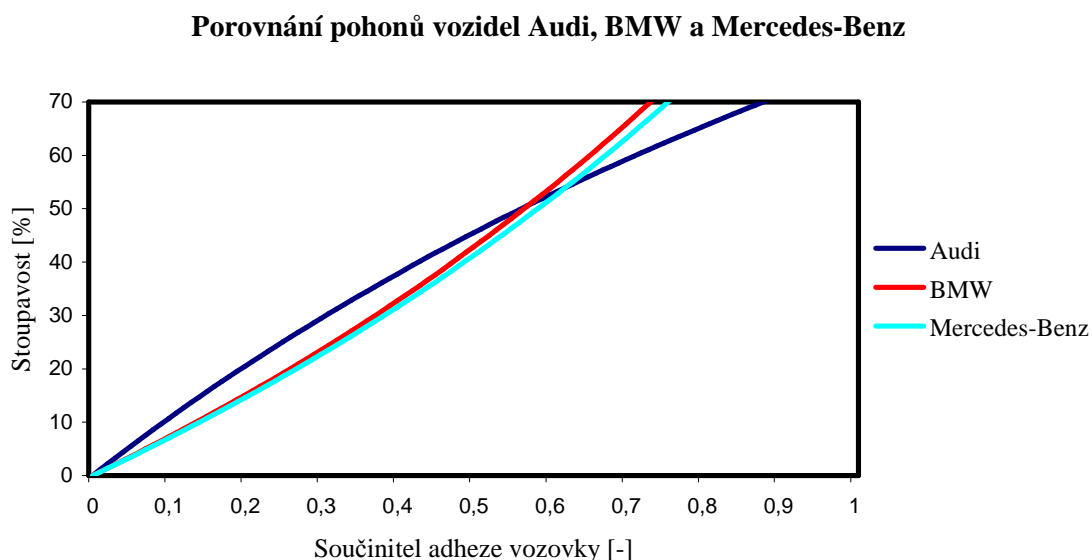
[1, 22, 8]

Porovnání vozidel s různým podílem hnacího momentu mezi nápravami

Pohon 4×4 má zásadní vliv na podélnou dynamiku vozidel, jak je patrné z grafu 2. Ve výše zmíněném grafu jsme uvažovali rozdělení hnacího momentu mezi nápravy 50:50, tedy $\Phi = 0,5$. Tento koeficient byl používán u starších typů pohonů, dnes se s takovýmto rozdělením hnacího momentu setkáme prakticky jen u „čistokrevných offroadů“ nebo u pracovních vozidel. Převážná většina moderních vozů užívá nerovnoměrné rozdělení točivého momentu.

Pro porovnání byly zvoleny různé rozdělení točivého momentu mezi přední a zadní nápravu. Audi u vozidel se systémem Quattro používalo rozdělení 50:50, tedy $\Phi = 0,5$, BMW 324iX mělo rozdělení 47:63, tedy $\Phi = 0,63$ a Mercedes – Benz 4Matic použil rozdělení 35:65, tedy $\Phi = 0,65$.

Graf 3 - Porovnání vozidel s různým podílem hnacího momentu mezi nápravami



5.3 Porovnání vybraných systémů pohonů všech kol

Pro porovnání byly vybrány pohony automobilek BMW – xDrive, Mercedes-Benz - 4Matic a Audi – Quattro. Hlediska pro porovnání byla 3, a to rozdělení točivého momentu, možnosti řízení a celkového chování vozidla s konkrétním systémem.

Tab. 3 – Porovnání systémů pohonů xDrive, 4Matic a Quattro

Systém	xDrive	4Matic	Quattro
Rozdělení točivého momentu	Plně variabilní	Částečně variabilní	Částečně variabilní
Řízení	Elektronické	Mechanické	Mechanické
Chování vozu	Neutrální	Možná neotáčivost	Možná nedotáčivost

5.3.1 xDrive (BMW)

Výchozí rozdělení točivého momentu je zde PN/ZN 40/60%, v případě potřeby je variabilita od 0/100% až 100/0%. U tohoto systému je snaha co nejrychleji přesměrovat více točivého momentu na nápravu s lepší trakcí. To je provedeno do 100 ms, tedy než kola s horší trakcí začnou výrazně prokluzovat.

5.3.2 4Matic (Mercedes-Benz)

Rozdělení točivého momentu je standardně pevné a to PZ/ZN 45/55%, při zhoršení trakčních podmínek jedné nebo druhé nápravy může jeho mezinápravový diferenciál přidělit točivý moment v poměru až 30/70% nebo 70/30%. Nutno zde podotknout, že Mercedes má velmi propracovaný systém ESP.

5.3.3 Quattro (Audi)

Výchozí rozdělení točivého momentu je zde PN/ZN 40/60%. V případě zhoršení trakčních podmínek a prokluzu kol přední nápravy dochází k poměru PN/ZN 65/35% až 15/85%. Výsledné chování tohoto systému je méně kultivované a je zde patrná mírná nerozhodnost mezi přetáčivostí a nedotáčivostí.

5.4 Experimentální porovnání

V této části byl proveden uživatelský test, který ověřil, jak ovlivní druh pohonu výjezdy vozidla do svahu.

Příprava měření

Pro výjezdy byl vybrán svah s konstantní sklonem 20°. Svah byl rozměřen po vzdálenostech 0,5 m. Celková délka svahu byla 15 m. Měřenému svahu předcházela rovina, která byla využita k plynulému rozjezdu, dosažení a ustálení předvolených otáček. Délka této roviny činila 10 m od začátku svahu. Pro všechna měření byly zvoleny stejné pneumatiky, které jsou pro toto vozidlo univerzální.

Obr. 26 – Svah pro měření výjezdů vozidla



Popis měření

Měření probíhalo při třech adhezních podmínkách. Při prvním měření byla teplota vzduchu -3 °C, svah byl zasněžen vrstvou sněhu 7 cm. S přihlédnutím k tabulkovým hodnotám byla zvolena střední hodnota součinitele adheze. Pro dané podmínky tedy odpovídá součinitel adheze $\mu = 0,3$. Při druhém měření byla teplota vzduchu 12 °C, povrch svahu byl mokrý a rozbředlý. Těmto podmínkám byl přiřazen součinitel adheze $\mu = 0,5$. Třetí měření

probíhalo za teploty vzduchu 25 °C, povrch svahu byl suchý a tvrdý. Zde byla přiřazena střední hodnota $\mu = 0,8$.

V případě neredukovaných variant byl zařazen první rychlostní stupeň, v případě redukovaných druhý rychlostní stupeň a v obou případech byly udržovány otáčky motoru 1500 min⁻¹, aby byl pro měření zajištěn stejný točivý moment motoru.

Měřené vozidlo

Měření probíhalo s vozidlem Nissan Patrol Y60. Parametry vozidla před úpravou jsou: motor 2,8 TD 84 kW, rozvor náprav 2400 mm, délka 4240 mm, šířka 1800 mm, výška 1800 mm, světlá výška 205 mm. Pohotovostní hmotnost činí 1836 kg. Na vozidle byly provedeny úpravy, které značně zlepšují průchodnost terénem. Na podvozek byla namontována podvozková sada od firmy HP Sporting, která navrhla tuhost a kompletní charakteristiku podvozku. Tímto se vozidlo zvýšilo o 60 mm. Pneumatiky jsou použity Maxxis Mudzilla 33×13,5 R16 s označením M+S, které je možno použít jako terénní i jako silniční. Přední i zadní nárazník jsou vyrobené na míru, přičemž v předním je namontován elektrický naviják. Nissan Patrol má stálý pohon zadních kol a přiřaditelný pohon předních kol bez mezinápravového diferenciálu, přičemž zadní diferenciál je opatřen uzávěrkou na principu zubové spojky. Vůz použitý pro měření byl ještě vybaven přední uzávěrkou diferenciálu ARB ovládanou pneumaticky. Díky všem úpravám narostla hmotnost vozidla na 2190 kg. Těmito úpravami se z vozu stal speciál vhodný pro práci v nejnáročnějším terénu, ovšem je schopen i každodenního používání v běžném silničním provozu.

Obr. 27 – Měřené vozidlo Nissan Patrol GR Y60 2,8 TD



5.4.1 Naměřené hodnoty

Tab. 4 – Naměřené hodnoty výjezdů

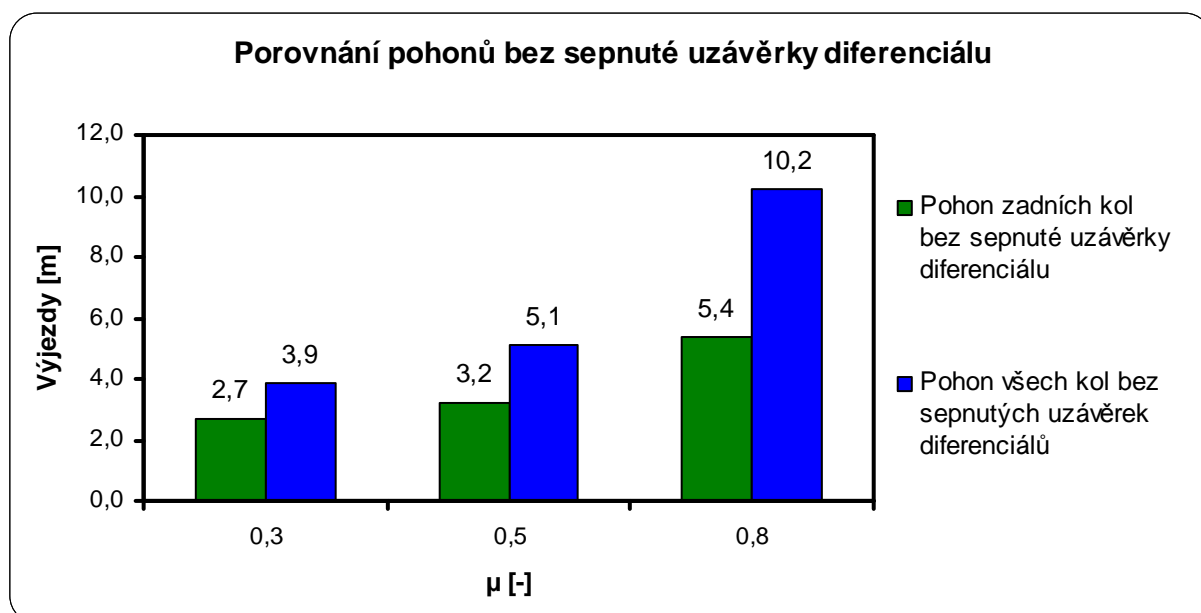
Výjezd [m]	Souč. adheze μ	Nissan Patrol 2.8 TD								
		Pohon zadních kol				Pohon všech kol				
		s dif.	s dif. + red.	bez dif.	bez dif. + red.	s dif.	s dif. + red.	bez zadního dif.	bez zadního dif. + red.	bez obou dif. + red.
0,3	2,7	1,0	2,9	2,2	3,9	3,0	4,8	3,2	3,5	
0,5	3,2	2,1	3,7	3	5,1	4,9	6	5,6	5,8	
0,8	5,4	5,6	7	8,3	10,2	11	12	15	15	

V tab. 3 jsou uvedeny průměrné hodnoty, které byly zaznamenány při měření výjezdů. Jejich zobrazení je pomocí grafu 4, 5, 6 a 7. Z důvodu přehlednosti byly hodnoty vyneseny ve čtyřech grafech. Pro grafické zpracování byl použit tabulkový procesor MS Excel.

5.4.2 Grafické zpracování naměřených hodnot

Naměřené hodnoty byly zpracovány ve čtyřech grafech. Vždy je porovnán pohon zadní nápravy s pohonem všech kol. V grafu 4 je porovnán pohon zadní nápravy bez sepnuté uzávěrky diferenciálu s pohonem všech kol bez sepnutých uzávěrek diferenciálů. Oba tyto pohony nemají zařazenou redukci.

Graf 4 – Porovnání výjezdů s pohonem zadních kol a všech kol bez sepnuté uzávěrky diferenciálu

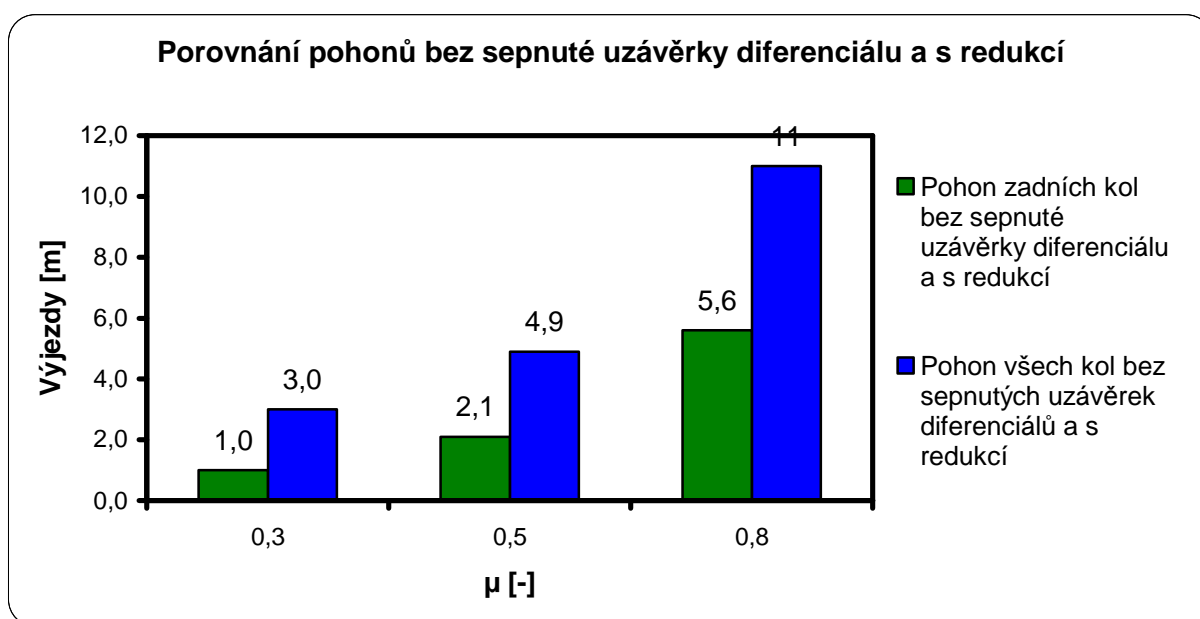


Z grafu 4 je patrný značně velký rozdíl ve výjezdech mezi pohonem pouze zadní nápravy (zelená) a pohonem všech kol (modrá). Tento rozdíl se při stoupajícím součiniteli

adheze μ zvětšuje. Tuto skutečnost lze vysvětlit tím, že při nízkém součiniteli adheze není možné v žádném případě s klasickými pneumatikami přenést hnací moment na podložku a dojde tedy k prokluzu hnacích kol a zastavení vozidla. Naopak při zvyšování součinitele adheze je možno dobře přenést hnací moment na podložku a výjezd je tedy značně větší. Možnost řešení tohoto stavu přináší speciální pneumatiky s hřeby, popřípadě použití sněhových řetězů. Tyto opatření jsou ovšem v České republice v současnosti regulovány zákonem. V tomto grafu bylo největšího výjezdu, tedy 10,2 m dosaženo s pohonem všech kol bez sepnutých uzávěrek diferenciálů a na podložce se součinitelem adheze $\mu = 0,8$. Naopak nejmenší výjezd zaručil pohon zadních kol bez sepnuté uzávěrky diferenciálu a na podložce se součinitelem adheze $\mu = 0,3$. Výjezd byl 2,7 m. Nutno zde také poznamenat, že při vysokém součiniteli adheze a skutečnosti, že nebyla zařazena redukce se projevoval nedostatečný točivý moment motoru, což při pohonu všech kol a součiniteli $\mu = 0,8$ způsobilo nemožnost plného výjezdu.

Porovnání dalších variant pohonu je zobrazeno v grafu 5. Je zde opět znázorněn pohon zadní nápravy bez sepnuté uzávěrky diferenciálu a pohon všech kol bez sepnutých uzávěrek diferenciálů, ovšem je zde zařazena redukce.

Graf 5 – Porovnání výjezdů s pohonem zadních kol a všech kol bez sepnuté uzávěrky diferenciálu a s redukcí

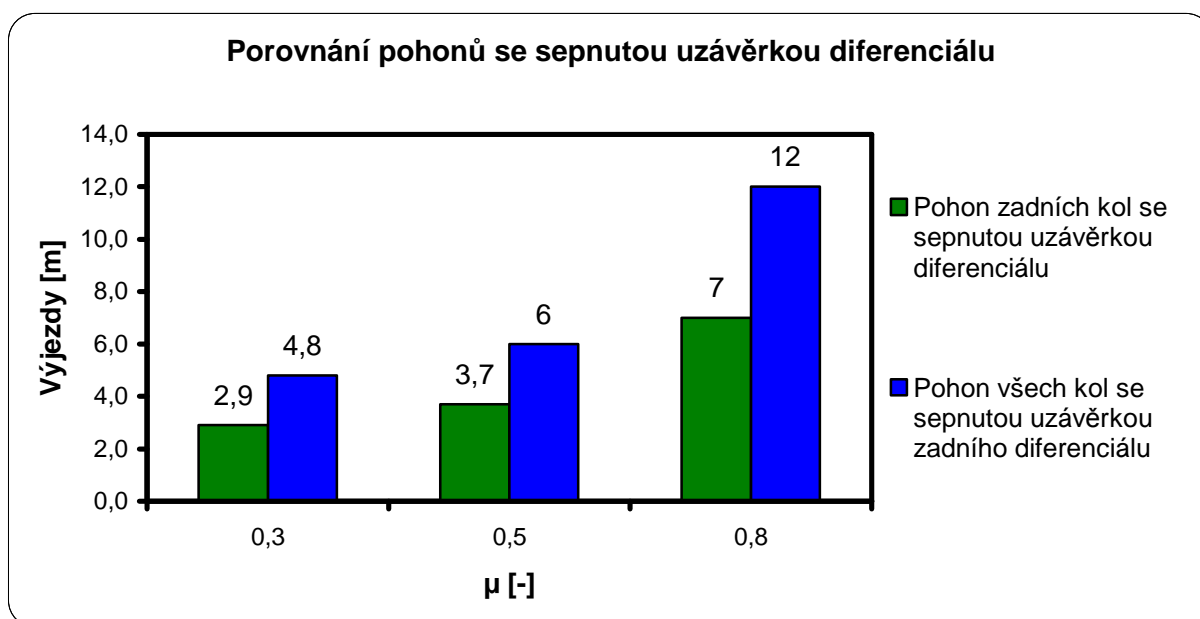


Zde je situace obdobná, ovšem rozdíl ve výjezdech při rozdílných součinitelích adheze je zde ještě výraznější. Důvodem je zařazená redukce. Při zařazené redukci je totiž hnací moment na kolech ještě větší a při nízkém součiniteli adheze tedy dojde k prokluzu již při malé hodnotě výjezdu. Ovšem při vysokém součiniteli adheze a zařazené redukci je možno vysoký hnací moment na kolech lépe přenést a tudíž se dosahuje větších hodnot výjezdů.

Největšího výjezdu zde bylo dosaženo s pohonem všech kol bez sepnutých uzávěrek a se zařazenou redukcí na podložce se součinitelem adheze $\mu = 0,8$. Hodnota činila 11 m. Nejmenší výjezd byl naměřen s pohonem zadních kol bez sepnuté uzávěrky a se zařazenou redukcí na podložce se součinitelem adheze $\mu = 0,3$. Hodnota činila 1 m.

V grafu 6 je porovnán pohon zadních kol s pohonem všech kol, ovšem tentokrát se sepnutou uzávěrkou zadního diferenciálu a bez zařazené redukce.

Graf 6 – Porovnání výjezdů s pohonem zadních kol a všech kol se sepnutou uzávěrkou diferenciálu

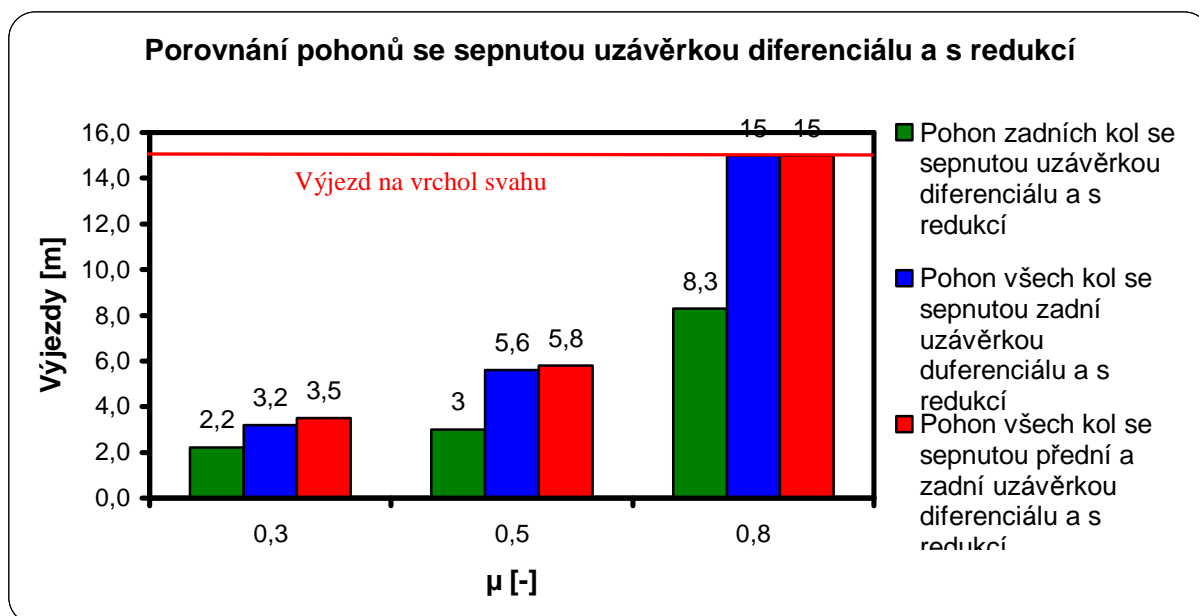


Z grafu je patrné, že uzávěrka diferenciálu zásadně ovlivní velikosti výjezdů a to zejména při nízkých součinitelích adheze. Při sepnuté uzávěrce totiž rozdílné adhezní podmínky kol jedné nápravy nezpůsobí zastavení vozidla, jak tomu bylo u předchozích grafů. I zde nás při vysokém součiniteli adheze $\mu = 0,8$ omezoval nedostatečný točivý moment motoru.

Největšího výjezdu se zde dosáhlo s pohonem všech kol a sepnutou zadní uzávěrkou diferenciálu na podložce se součinitelem adheze $\mu = 0,8$. Hodnota výjezdu dosáhla 12 m. Nejnižšího výjezdu se dosáhlo s použitím pohonu zadních kol a uzávěrkou diferenciálu na povrchu se součinitelem adheze $\mu = 0,3$. Zde je hodnota výjezdu 2,9 m.

V grafu 7 je zobrazen pohon zadní nápravy se sepnutou uzávěrkou a redukcí, pohon všech kol se sepnutou zadní uzávěrkou a redukcí a pohon všech kol se sepnutou zadní i přední uzávěrkou a redukcí

Graf 7 – Porovnání výjezdů s pohonem zadních kol a všech kol se sepnutou uzávěrkou diferenciálu a s redukcí



Zde si můžeme znovu povšimnout efektu redukční převodovky, tedy snížení hodnoty výjezdu na podložce se sníženou adhezí a naopak vysoké hodnoty výjezdu na podložce s vysokou adhezí. Zde nám při použití redukce plně dostačoval točivý moment motoru a v kombinaci se sepnutou uzávěrkou diferenciálu byly zabezpečeny nejvyšší hodnoty výjezdů.

Nejnižší hodnoty výjezdu zde bylo dosaženo při použití zadního pohonu se sepnutou uzávěrkou diferenciálu a s redukcí na podložce se součinitelem adheze $\mu = 0,3$. Hodnota činila 2,2 m. Nejvyšší výjezd byl dosažen ve dvou případech. S pohonem všech kol, sepnutou uzávěrkou zadního diferenciálu a se zařazenou redukcí a také s pohonem všech kol, sepnutou

přední i zadní uzávěrkou diferenciálu a se zařazenou redukcí na podložce se součinitelem adheze $\mu = 0,8$. Výjezd činil v obou případech 15 m. Ovšem 15 m je délka měřeného svahu, nelimitovalo nás zde tedy zastavení vozu z důvodu prokluzu, ale délka svahu. Tento údaj je v grafu 7 znázorněn červeně - výjezd na vrchol svahu.

5.4.3 Celkové vyhodnocení experimentu

Z experimentu je patrné, že přídatná zařízení jako je uzávěrka diferenciálu a redukční převodovka zásadně ovlivní výjezd vozidla. Z celého experimentu bylo dosaženo nejnižšího výjezdu s pohonem zadních kol bez sepnuté uzávěrky diferenciálu a se zařazenou redukcí na podložce se součinitelem adheze $\mu = 0,3$. Zde výjezd činil 1 m, jak je patrné z grafu 5. Výjezd je tedy oproti ostatním zanedbatelný. Naopak největší výjezd byl dosažen ve dvou případech. S pohonem všech kol, sepnutou zadní uzávěrkou diferenciálu a se zařazenou redukcí na podložce se součinitelem adheze $\mu = 0,8$ a s pohonem všech kol, zařazenou redukcí a uzávěrkou předního i zadního diferenciálu na stejné podložce. Výjezd činil 15 m, jak je vidět na grafu 7. V obou těchto případech byla velikost výjezdu limitována délkou svahu, to znamená, že vyjel celý svah. Dá se předpokládat, že kdyby byl svah delší, i výjezd by mohl být větší.

5.5 Výhody a nevýhody pohonu všech kol ve srovnání s pohonem jedné nápravy

Výhody:

- Zlepšené trakční schopnosti zejména na kluzké podložce,
- Zvýšení schopnosti rozjezdu a stoupavosti nezávisle na zatížení,
- Velká schopnost akcelerace zejména u vysoce výkonných motorů,
- Malá citlivost na boční vítr,
- Vysoké rezervy stability při přejezdu větší vrstvy sněhu,
- Příznivější chování z hlediska aquaplaningu (při neuzavřeném mezinápravovém diferenciálu),
- Obzvláště vhodný pro tažení přívěsu,

- Příznivé rozdělení zatížení náprav,
- Zmenšený nájezd do zatáčky při ubrání plynu,
- Stejněměrné opotřebení pneumatik. [4, 5]

Nevýhody:

- Zvýšené pořizovací náklady,
- Poněkud vyšší pohotovostní hmotnost a s tím spojená nepatrně zhoršená schopnost akcelerace u motorů pod 100 kW,
- Vyšší spotřeba paliva o 5 – 10 %,
- Menší zavazadlový prostor. [4, 5]

6 Závěr

Vozidla s pohonem všech kol se čím dál více rozšiřují, což potvrzuje i sortiment nabízených vozů od výrobců. Dnes bychom již jen těžko hledali výrobce, který nemá ve svém katalogu žádné vozidlo s pohonem všech kol. Tato skutečnost je daná neustálým zdokonalováním těchto pohonů. V dřívějších dobách byly pohony všech kol využívány prakticky jen ve vojenství, zemědělství, lesnictví, stavebnictví a dalších odvětvích, kde se berou ohledy spíše na praktickou stránku a pohodlí a komfort se zde v podstatě neřešil. Dnes je situace taková, že vozidlo s pohonem všech kol má naprosto stejný komfort jako vozidlo s pohonem jen jedné nápravy, hluk a vibrace typické pro starší typy pohonu 4x4 jsou zcela eliminovány. Toto ovšem není jediný důvod, proč neustále roste poptávka po těchto vozech. Velkou roli hraje jistě i v současné době typická suburbanizace velkých měst a výstavba satelitů v jejich okolí. V těchto částech jsou v zimním období náročnější podmínky oproti městskému prostředí a tedy i použití pohonu všech kol u vozidel je na místě.

V současné době nejčastější pohon všech kol je pohon připojitelný. Tento fakt je dán spotřebou paliva, srovnatelnou s vozidly s pohonem jen jedné nápravy. U elektronických systémů, které v dnešní době zásadně dominují, je připojení druhé nápravy realizováno až při prokluzu kol hnací nápravy. Ovšem některá vozidla také nabízí stálý pohon všech kol. Zde je nutné si uvědomit, že při běžném provozu plně dostačuje pohon jedné nápravy. Pohon všech kol má své opodstatnění za dobrých adhezních podmínek pouze v kritických situacích (smyk), plné využití je až při zhoršených adhezních podmínkách. U terénních vozidel je nutnost pohonu 4x4 neoddiskutovatelná. Je tedy vždy na uživateli, který z pohonů si vybere.

V případě terénních vozidel je nutné pohon 4x4 doplnit přídatnými zařízeními, jako je redukční převodovka a uzávěrka diferenciálu. Ze zpracovaných hodnot z měření je patrné, že uzávěrka diferenciálu výrazně ovlivní hodnoty výjezdů, kdy eliminuje rozdílné adhezní podmínky hnacích kol nápravy, u mezinápravové uzávěrky diferenciálu eliminuje rozdílné adhezní podmínky obou náprav. Je zde ovšem potřeba dávat pozor, aby při výjezdu z terénu a jízdě na suchém asfaltu nebyla uzávěrka dále sepnuta. Docházelo by tak k nadměrnému opotřebování pneumatik, možnosti smyku v zatáčkách a v krajních případech by mohlo dojít i k poškození některých dílů pohonného ústrojí. Použití redukční převodovky je na místě v případě velkých stoupání a za dobrých adhezních podmínek. V těchto případech by totiž nemusel dostačovat točivý moment dodávaný motorem a výjezd by tak mohl být znemožněn,

což se projevovalo v experimentu při měření výjezdů. Z výsledků a grafů z měření je ovšem patrné, že při nízkých součinitelích adheze podložky se dosahuje mnohem nižších hodnot výjezdů, než když je redukční převodovka vyřazena. Velký hnací moment na kolech totiž není možné přenést na podložku a dochází tedy k dřívějšímu prokluzu. Toto je nutné si uvědomit a vždy dobře zvážit, jakou kombinaci pohonu a přídatných zařízení v náročných podmínkách zvolit.

Je možné říci, že v nejbližší budoucnosti se bude podíl vozidel s pohonem všech kol ještě zvyšovat a nadále budou převládat vozidla s přiřaditelným pohonem. V současnosti je z mého pohledu asi nejlepším systémem systém Haldex, což potvrzuje i fakt, že řada automobilek na tento systém přechází. Je také nutno dodat, že zcela jistě úplně nevymizí ani klasické mechanické systémy pohonů, které jsou nenahraditelné v náročném terénu.

7 Seznam literatury

- [1] Achtenová, G., Tůma, V. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vydání. Praha: BEN – technická literatura, 2009. 384 s. ISBN 978 – 80 – 7300 – 236 – 7
- [2] Fiala, J. *Encyklopedie terénní automobily*, 2. vydání. Dobřejiovice: Rebo productions CZ, spol. s.r.o., 2006. 304 s. ISBN 80 – 7234 – 609 – 1
- [3] Vlk, F. *Koncepce motorových vozidel*. 1. vydání. Brno: Nakladatelství a vydavatelství vlk, 2000. 367 s. ISBN 80 – 238 – 5276 – 0
- [4] Vlk, F. *Stavba motorových vozidel*. 1. vydání. Brno: Nakladatelství a vydavatelství vlk, 2003. 499 s. ISBN 80 – 238 – 8757 – 2
- [5] Bauer, F. *Traktory*. 1. vydání. Praha: Profi Press, 2006. 192 s. ISBN 80 – 86726 – 15 – 0
- [6] Jan, Z., Ždánský, B. *Automobily 2 – převody*. 3. vydání. Brno: Avid s.r.o., 2004. 129 s.
- [7] Semetko, J. *Mobilné energetické prostriedky 2 – mechanizmy vozidel*, 1. vydání. Bratislava: Príroda, 1985. 368 s. ISBN 80 – 86726 – 15 – 0
- [8] Grečenko, A. *Vlastnosti terénních vozidel*, 1. vydání. Praha: Vysoká škola zemědělská v Praze, 1994. 118 s. ISBN 80 – 213 – 0190 – 2
- [9] *4×4 AUTO magazín*. Č. 12 (prosinec 2003). Praha: POLYGRAF NET spol. s.r.o., 2003. Vychází měsíčně. ISSN 1212 – 7043
- [10] *Technika: systém BMW pohonu všech kol xDrive* [online]. [cit. 7-8-2010]. Dostupné z: <http://www.autorevue.cz/technika-system-bmw-pohonu-vsech-kol-xdrive>
- [11] *4×4 AUTO magazín*. Č. 2 (únor 2002). Praha: POLYGRAF NET spol. s.r.o., 2003. Vychází měsíčně. ISSN 1212 – 7043
- [12] *Konstruktor: vše o diferenciálech* [online]. [cit. 27-11-2010]. Dostupné z: <http://www.tipcar.cz/konstrukter--vse-o-diferencialech--3263.html>
- [13] *Diferenciály* [online]. [cit. 27-11-2010]. Dostupné z: <http://clanky.katalog-automobilu.cz/slovník-pojmu-automobily/diferenciany/>

- [14] *AUTOEXPERT*. Č. 5 (květen 2007). Praha: Autopress, s. r. o., 2007. Vychází měsíčně.
ISSN 1211-2380
- [15] *Auto.cz* [online]. [cit. 24-2-2011]. Dostupné z:
<http://www.auto.cz/main.php?akce=pojmem&id=114&site=slovník>
- [16] *Auto.cz* [online]. [cit. 24-2-2011]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/skoda-superb-4x4-s-haldexem-4-generace-polarnim-kruhem-5598>
- [17] *Auto* [online]. [cit. 21-2-2011]. Dostupné z:
http://auto2.lidovky.cz/clanek_lidovky.php?id_clanek=3220
- [18] *Auto* [online]. [cit. 21-2-2011]. Dostupné z:
http://auto2.lidovky.cz/clanek_lidovky.php?id_clanek=3263
- [19] *Technologie Real Time 4WD* [online]. [cit. 25-2-2011]. Dostupné z:
<http://auto.honda.cz/technologie/real-time-4wd.html>
- [20] *4WD* [online]. [cit. 25-2-2011]. Dostupné z:
http://www.autoelegance.cz/old/te_4wd.htm
- [21] *Auto* [online]. c2010, [cit. 2-10-2010]. Dostupné z:
http://auto2.lidovky.cz/clanek_lidovky.php?id_clanek=1460
- [22] *Pneuservis* [online]. c2010 [cit. 17-11-2010]. Dostupné z: <http://www.pneuasistent.cz/Konstrukce-funkce-a-vyroba-pneumatiky.html>

Seznam zkratek

4WD	Four-wheel drive
ESP	Elektronický stabilizační systém
ASR	Automatická regulace prokluzu hnacích kol při rozjezdu či zrychlení
ETS	Elektronický trakční systém
ABS	Protiblokovací systém kol

Seznam obrázků

Obr. 1	První vozidlo s pohonem 4×4 - Spyker 1902 4WD
Obr. 2	Schéma rozdělení pohonu všech kol
Obr. 3	Schéma uzávěrky diferenciálu
Obr. 4	Průřez šnekovým svorným diferenciálem Torsen
Obr. 5	Dvoustupňová rozdělovací převodovka bez mezinápravového diferenciálu
Obr. 6	Dvoustupňová rozdělovací převodovka s mezinápravovým diferenciálem a uzávěrkou
Obr. 7	Ručně ovládané volnoběžné náboje
Obr. 8	Automatické volnoběžné náboje
Obr. 9	Schéma uspořádání – stálý pohon přední nápravy, připojitelný pohon zadní nápravy ovládaný řidičem
Obr. 10	Schéma uspořádání – stálý pohon přední nápravy, připojitelný pohon zadní nápravy samočinně řaditelný
Obr. 11	Schéma uspořádání – stálý pohon zadní nápravy, připojitelný pohon přední nápravy s mezinápravovým diferenciálem

- Obr. 12 Poloměry zatáčení předních a zadních kol
- Obr. 13 Schéma uspořádání – stálý pohon zadní nápravy, připojitelný pohon přední nápravy bez mezinápravového diferenciálu
- Obr. 14 Schéma uspořádání – stálý pohon všech kol
a) mezinápravový diferenciál umístěn mimo rozvodovku přední nápravy
b) mezinápravový diferenciál umístěn u rozvodovky přední nápravy nebo přímo v ní
- Obr. 15 Charakteristika viskózní spojky
- Obr. 16 Vícelamelová mezinápravová spojka pohonu xDrive
- Obr. 17 Funkce systému All – Mode 4×4
- Obr. 18 Základní části systému Haldex 4. generace
- Obr. 19 Schéma funkce spojky Haldex
- Obr. 20 Pohled na uspořádání ústrojí Alfy Romeo 156 Q4
- Obr. 21 Průhled do diferenciálu Torsen C Twin
- Obr. 22 Schéma rozdělovací převodovky systému 4 Matic I. Generace
- Obr. 23 Schéma pohonu Mercedes-Benz 4Matic II. generace
- Obr. 24 Schématické uspořádání hydrostatické soustavy samočinného pohonu všech kol
- Obr. 25 Síly působící na vozidlo ve stoupání při akceleraci (zanedbán odpor vzduchu a valení)
- Obr. 26 Svah pro měření výjezdů vozidla
- Obr. 27 Měřené vozidlo Nissan Patrol GR

Seznam tabulek

Tab. 1	Kombinace druhů předních a mezinápravových diferenciálů
Tab. 2	Vybrané hodnoty součinitele adheze μ
Tab. 3	Porovnání systémů pohonů xDrive, 4Matic a Quattro
Tab. 4	Naměřené hodnoty výjezdů

Seznam grafů

Graf 1	Počty prodaných vozidel s pohonem 4×4 v ČR v letech 2004 – 2010
Graf 2	Vliv druhu pohonu na podélnou dynamiku vozidla
Graf 3	Porovnání vozidel s různým podílem hnacího momentu mezi nápravami
Graf 4	Porovnání výjezdů s pohonem zadních kol a všech kol bez sepnuté uzávěrky diferenciálu
Graf 5	Porovnání výjezdů s pohonem zadních kol a všech kol bez sepnuté uzávěrky diferenciálu a s redukcí
Graf 6	Porovnání výjezdů s pohonem zadních kol a všech kol se sepnutou uzávěrkou diferenciálu
Graf 7	Porovnání výjezdů s pohonem zadních kol a všech kol se sepnutou uzávěrkou diferenciálu a s redukcí

Seznam použitých symbolů

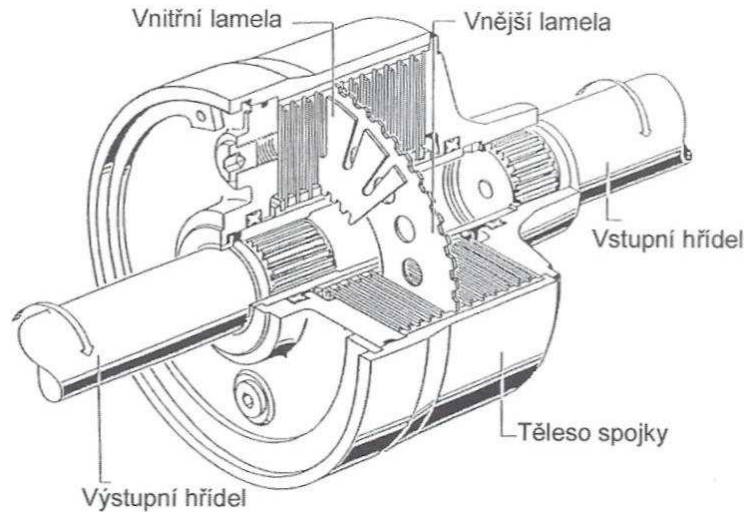
a	zrychlení (zpomalení)	$[m*s^{-2}]$
F_{hx}	hnací síla	$[N]$
F_z	radiální zatížení kola	$[N]$
g	tíhové zrychlení	$[m*s^{-2}]$

G	Tíha vozidla	[N]
h	výška těžiště	[m]
l	rozvor náprav	[m]
l_p	vzdálenost od těžiště k přední nápravě	[m]
l_z	vzdálenost od těžiště k zadní nápravě	[m]
m_{red}	redukovaná hmotnost	[kg]
O_a	odpor setrvačnosti	[N]
O_α	odpor stoupání	[N]
q	součinitel stoupání a zrychlení	[-]
v	rychlost vozidla	[m*s ⁻¹]
α	úhel stoupání	[°]
δ	součinitel rotačních hmot	[-]
μ	součinitel adheze podložky	[-]
ϕ	podíl hnacích sil	[-]

8 Přílohy

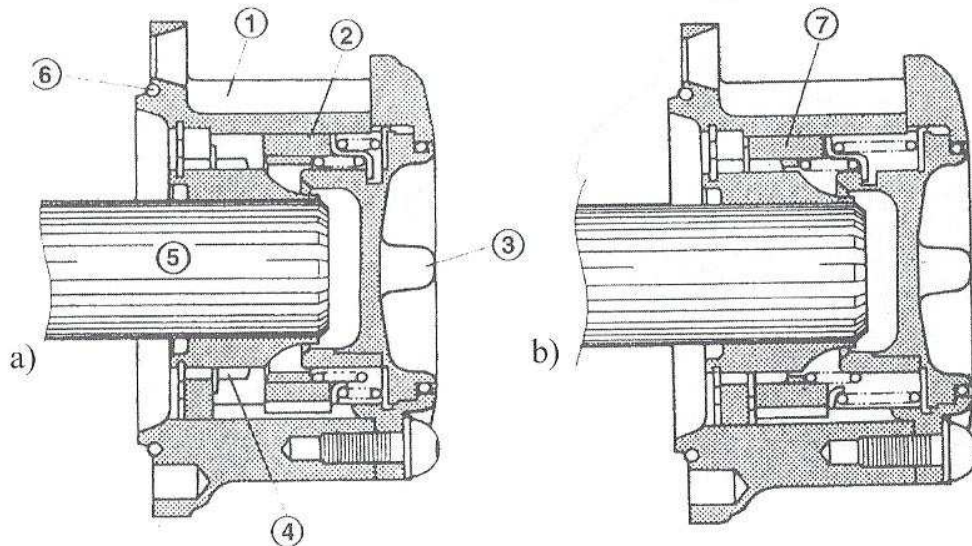
Příloha 1 – Schématické znázornění některých součástí

Obr. 1 – Schéma viskózní spojky



[1]

Obr. 2 – Schéma volnoběžných nábojů kol – a) Odpojeno, b) Zablockováno



1 – Těleso, 2 – Zubová spojka vypnuta, 3 – Ovládací knoflík, 4 – Náboj, 5 – Hnací hřídel kola, 6 – Okroužek, 7 – Zubová spojka sepnuta

[1]

Příloha 2 – Měřené vozidlo Nissan Patrol

Obr. 3 – Měřené vozidlo Nissan Patrol



Obr. 4 – Vozidlo Nissan Patrol – zkoušení křížení náprav



Příloha 3 – Vybrané vozy s pohonem 4×4

V příloze 3 je zpracován seznam vybraných vozů s pohonem 4×4. Vybrány byly nejtypičtější představitelé. Uvedené ceny jsou podle typu motoru a stupně výbavy.

Audi A4



Zdroj: <http://vlane.com/img/chrome/11386.jpg>

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4703 x 1826 x 1427
Třída	Střední
Systém pohonu	Quattro
Cena [kč]	865 500 – 1 169 300

Další vozy Audi s pohonem všech kol:

Audi A3, A5, A6, A7, A8, Q5, Q7, TT

BMW X3



Zdroj: <http://www.dragtimes.com/images/18595-2009-BMW-X3.jpg>

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4569 x 1853 x 1674
Třída	SUV
Systém pohonu	xDrive
Cena [kč]	976 635 – 1 385 647

Další vozy BMW s pohonem všech kol:

BMW 3, BMW 5, BMW 7, BMW X1, BMW X5, BMW X6

Dacia Duster



Zdroj: <http://www.seriovky.cz/wp-content/dacia-duster-auto.jpg>

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4315 x 1567 x 1625
Třída	SUV
Systém pohonu	All-Mode
Cena [kč]	259 900 – 422 900

Ford Kuga



Zdroj: <http://www.orange-rent.cz/imagebank/1727535/350/250/kuga2.jpg>

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4443 x 1842 x 1710
Třída	Crossover
Systém pohonu	Haldex 3
Cena [kč]	711 990 – 854 790

Honda CR-V



Zdroj: <http://www.price-in-india.org/wp-content/uploads/2010/12/0-honda-cr-v-20-elegance.jpg>

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4570 x 1820 x 1675
Třída	SUV
Systém pohonu	Real Time
Cena [kč]	599 000 – 1 049 000

Hyundai IX 35



Zdroj: <http://www.autopalace-hyundai.cz/img/hyundai/hyundai-ix35.jpg>

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4410 x 1820 x 1660
Třída	SUV
Systém pohonu	Haldex
Cena [kč]	554 990 – 774 990

Další vozy Hyundai s pohonem všech kol:

Hyundai IX 55, Santafe

Kia Sportage



Zdroj: http://www.auto-novinky.cz/wp-content/2010/08/Kia_Sportage.jpg

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4440 x 1855 x 1635
Třída	SUV
Systém pohonu	TOD
Cena [kč]	519 980 – 739 980

Další vozy Kia s pohonem všech kol:

Kia Sorento

Land Rover Discovery



Zdroj: <http://www.blogofcar.com/wp-content/uploads/2010/12/2011-Land-Rover-Discovery-4-Armoured.jpg>

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4838 x 2022 x 1837
Třída	SUV
Systém pohonu	Terrain Response
Cena [kč]	1 079 000 – 1 563 000

Další vozy Land Rover s pohonem všech kol:

Land Rover Defender, Land Rover Freelander, Land Rover Range Rover

Mazda CX-7



Zdroj: <http://www.mazda-forum.cz/temp/cx7.jpg>

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4680 x 1870 x 1645
Třída	SUV
Systém pohonu	Active Torque-Split
Cena [kč]	555 900 – 1 034 000

Mercedes-Benz ML



Zdroj: http://img.automobile.de/modellbilder/Mercedes-Benz-ML-320-22004_1215159957586.jpg

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4780 x 2127 x 1815
Třída	SUV
Systém pohonu	4Matic
Cena [kč]	1 254 000– 1 730 000

Další vozy Mercedes-Benz s pohonem všech kol:

Mercedes-Benz C, CL, E, G, GL, GLK, R, S

Mitsubishi ASX



Zdroj: http://img.automobile.de/modellbilder/Mitsubishi-ASX-26809_1271319912494.jpg

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4295 x 1770 x 1615
Třída	Crossover
Systém pohonu	All Wheel Control
Cena [kč]	639 900 – 809 900

Další vozy Mitsubishi s pohonem všech kol:

Mitsubishi LANCER, Outlander, Pajero

Nissan Qashqai



Zdroj: http://www.nissanclub.cz/graphics/owners/full/22425_3854_2009-nissan-qashqai.jpg

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4315 x 1783 x 1606
Třída	Crossover
Systém pohonu	All-Mode
Cena [kč]	715 000 – 811 000

Další vozy Nissan s pohonem všech kol:

Nissan GT-R, Juke, Murano, Navara, Pathfinder, X-Trail

Opel Insignia



Zdroj: <http://carweb.spiritcms.eu/storage/photos/Opel%20Insignia01.jpg>

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4830 x 1856 x 1498
Třída	Vyšší střední
Systém pohonu	Haldex 4
Cena [kč]	799 400 – 1 114 900

Subaru Legacy



Zdroj: <http://www.qdautos.com/wp-content/uploads/2009/07/2010-subaru-legacy.gif>

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4730 x 1780 x 1505
Třída	Vyšší střední
Systém pohonu	Symmetrical AWD
Cena [kč]	799 000 – 929 000

Další vozy Subaru s pohonem všech kol:

Forester, Impreza

Suzuki SX4



Zdroj: http://www.auto-sx.info/images/Suzuki_SX4_image.jpg

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4120 x 1730 x 1555
Třída	Crossover
Systém pohonu	i-AWD
Cena [kč]	394 900 – 499 900

Další vozy Suzuki s pohonem všech kol:

Suzuki Grand Vitara, Jimny, Kizashi,

Škoda Octavia



Zdroj: http://images.cartradeindia.com/img/Skoda_octavia_intl2.jpg-news-800.jpg

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4569 x 1769 x 1462
Třída	Nižší střední
Systém pohonu	Haldex
Cena [kč]	59 900 – 689 900

Další vozy Škoda s pohonem všech kol:

Škoda Super, Yeti

Toyota Rav 4



Zdroj: http://pictures.topspeed.com/IMG/crop/200712/2008-toyota-rav-4-xt-r_460x0w.jpg

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4365 x 1815 x 1685
Třída	SUV
Systém pohonu	Activ Drive
Cena [kč]	599 900 – 884 900

Další vozy Toyota s pohonem všech kol:

Toyota Land Cruiser

Volkswagen Tiguan



Zdroj: http://www.zavolantem.cz/data/fotky/2011/02/05/volkswagen_tiguan_facelift_1_0.jpg

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4427 x 1809 x 1686
Třída	SUV
Systém pohonu	4Motion
Cena [kč]	634 400 – 752 900

Další vozy Volkswagen s pohonem všech kol:

Volkswagen Caddy, Caravelle, Golf, Multivan, Passat, Phaeton, Touareg, Transporter

Volvo XC 60



Zdroj: <http://www.prlog.org/11270893-volvo-xc60-morristown.jpg>

Rozměry (délka x šířka x výška)[mm]	4627 x 1891 x 1713
Třída	SUV
Systém pohonu	Haldex
Cena [kč]	999 000 – 1 360 000

Další vozy Volvo s pohonem všech kol:

Volvo 60, 80, XC 70, XC 90