VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

STUDIE VEKTOROVÁNÍ TOČIVÉHO MOMENTU VOZIDLA
STUDY OF VEHICLE TORQUE VECTORING

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE **Pavel Hlaváč**
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE **Ing. Jiří Míša**
SUPERVISOR

BRNO 2021

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Pavel Hlaváč**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. Jiří Míša**
Akademický rok:	2020/21

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

Studie vektorování točivého momentu vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

S postupně se rozvíjejícím vývojem elektromobility a možnosti využití více elektromotorů na jedné nápravě, jsou otevřené nové možnosti pro kontrolování točivého momentu pohonného ústrojí, jenž má výrazný dopad na chování vozidla během jízdy. S příchodem nové elektrické formule studentského týmu se pojí nutnost vypracovat studii jakým způsobem je vhodné využít vektorování točivého momentu pro zlepšení přenositelnosti sil v kontaktu pneumatiky s vozovkou v podélném směru nebo navýšení stability a kontroly vozidla.

Cíle bakalářské práce:

Pohonná ústrojí u moderních čtyřkolových vozidel.
Dynamika vozidla v podélném a příčném směru.
Vliv změny podélných sil na chování vozidla během jízdy.
Možnosti realizace řízení pro vektorování točivého momentu.

Seznam doporučené literatury:

MILLIKEN, W. F. a D. L. MILLIKEN. Race car vehicle dynamics. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 15-609-1526-9.

GILLESPIE, T. D. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1992. ISBN 15-609-1199-9.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou vektorování točivého momentu. Toto téma se stává zajímavým až v posledních letech, jelikož nastává prudký rozvoj elektromobility. Do elektromobilů lze systém vektorování točivého momentu s zabudovat s větší lehkostí díky tomu, že se na jedné nápravě mohou vyskytovat dva motory. V této práci jsou popsány různé druhy pohonů a uskupení hnacích systémů, podrobněji jsou také popsány diferenciály. Dále je popsána dynamika vozidla při jízdě. Po dynamice vozidel je popsán samotný přínos vektorování točivého momentu. A nakonec jsou krátce zmíněny senzory a programy, pomocí kterých by šlo daný systém navrhnout a simulovat.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vektorování točivého momentu, dynamika vozidel, diferenciály, hnací ústrojí

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with torque vectoring. This topic has become interesting in recent years, as there is a rapid development of electromobility. Torque vectoring system can be integrated into electric vehicles with ease because there can be two motors on one axle. In this thesis, various types of drives and drivetrains are described, differentials are also covered in detail. Vehicle dynamics is also described. After the vehicle dynamics, the very benefit of torque vectoring is discussed. Finally, sensors and programs that could be used to design and simulate the system are briefly mentioned.

KEYWORDS

Torque vectoring, vehicle dynamics, differentials, drivetrain

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HLAVÁČ, Pavel. *Studie vektorování točivého momentu vozidla* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131850. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jiří Míša.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 21. května 2021 ……..……..……..

Pavel Hlaváč

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat mé rodině, která mi dala možnost studovat na vysoké škole a vždy mě podporovala.

Dále bych rád poděkoval Ing. Jiřímu Míšovi za nabídku daného tématu a také následnou pomoc při jeho zpracování.

Nakonec bych chtěl poděkovat celému týmu TU Brno Racing, který mi dal cenné zkušenosti a mnoho jsem se působením v projektu formule student naučil.

OBSAH

ÚVOD

V posledních letech nastává po celém světě, ale hlavně v Evropě, prudký rozvoj elektromobility. Automobilky investují větší a větší část svých zdrojů do tohoto odvětví z toho důvodu, aby splnily emisní předpisy jednotlivých států a nemuseli tak čelit velmi vysokým pokutám. Tím, že část jejich vyráběných vozidel bude mít elektronický pohon, a tedy budou bezemisní auta, se mohou s celkovými emisemi vlézt do povoleného limitu.

Systém vektorování točivého momentu lze do elektromobilů zakomponovat jednodušeji než do vozidel s klasickým spalovacím motorem. Jelikož u elektromobilů je možnost mít na jedné hnací nápravě více než jeden elektromotor a díky tomu můžeme řídit dodávaný točivý moment nezávisle na jednotlivá kola. U vozidel se spalovacím motorem máme zpravidla jeden motor, a tak by se o rozdělení točivého momentu museli starat speciální a drahé diferenciály s funkcí vektorování točivého momentu.

Tuto práci jsem si vybral z toho důvodu, že v budoucnosti bude podíl elektromobilů na trhu stále růst a je tedy dobré vědět, čím lze zlepšit chování vozidla a řidičský komfort oproti vozidlům se spalovacím motorem. Dalším důvodem je také to, že studentský tým TU Brno Racing nyní kromě monopostu se spalovacím motorem vyvíjí nově i monopost s pohonem elektrickým. Je tedy potřeba vyhledat důvody, proč je dobré tento systém zakomponovat do dalších verzí elektrické formule. A hlavně popsat jaký přínos by daný systém měl pro zlepšení výkonu monopostu.

Tato práce se dělí na pět hlavních částí. V první jsou popsány typy pohonů a také druhy hnacích ústrojí, zde jsou také uvedeny výhody a nevýhody jednotlivých druhů. Další část pojednává o diferenciálech, které se ve vozidlech se spalovacím motorem starají o rozdělení točivého momentu mezi jednotlivá hnaná kola. Následuje kapitola o dynamice vozidel, kde jsou rozebrány síly a momenty působící na vozidlo a také vznik stáčecího momentu. Poté je rozebráno samotné vektorování točivého momentu a jeho přínos pro zlepšení vlastností vozidla. A poslední část je o senzorech a programech, pomocí kterých by takový systém šel navrhnout, řídit a také hlavně simulovat jeho reálný přínos.

1 POHONNÁ ÚSTROJÍ VOZIDEL

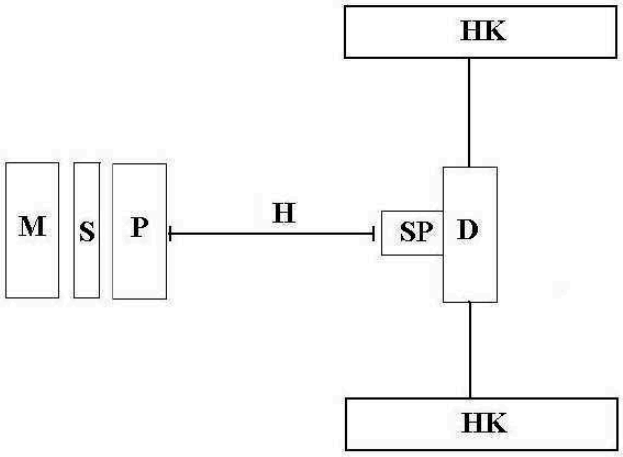
Pohonná neboli hnací ústrojí u vozidel zodpovídá za přenos hnací síly, rotačního pohybu a točivého momentu ze spalovacího motoru, nebo elektromotoru až ke kolům. Jedná se o klíčový prvek každého vozidla, protože umožňuje jeho pohyb účinným a energeticky efektivním způsobem. [1]

Nejdůležitějšími částmi hnacího ústrojí jsou:

- **Spojky** – slouží pro krátkodobé přerušení přenosu točivého momentu (například řazení převodových stupňů)
- **Převodovky – zajišťují změnu** velikosti a smyslu točivého momentu a otáček
- **Spojovací a kloubové hřídele** – zodpovídají za stálé spojení jednotlivých částí hnacího ústrojí
- **Rozvodovky** – slouží pro rozdělování přenášeného točivého momentu na jednotlivá hnací kola, případně jednotlivé hnací nápravy (skládá se ze stálého převodu a diferenciálu)

Spalovací, nebo elektrické motory produkují potřebný točivý moment teprve v určitých, poměrně vysokých otáčkách. Vozidlo se ale rozjíždí z nulových otáček na hnacích kolech, tyto rozdíly v otáčkách uvádí do souladu spojka, která umožňuje rozjezd vozidla. V hnacím motoru vzniká potřebný točivý moment jen v určitém rozsahu otáček a zatížení. Vozidla však musí mít dostatečnou hnací sílu pro překonání jízdních odporů za všech situací, ve kterých je vozidlo používáno. Pro tuto skutečnost musí mít každé vozidlo převodovku. Pro usnadnění řízení se stále častěji přechází na poloautomatické nebo automatické řazení rychlostních stupňů, a to i za cenu menší hospodárnosti provozu vozidla. Převodové ústrojí daných vozidel je pak vybaveno mechanickou převodovkou s hydrodynamickým měničem momentu nebo automatickou převodovkou jiné konstrukce. Hnací nápravy u motorových vozidel nesmějí být přetěžovány, z celkového výkonu vozidla mohou přenášet pouze jim určenou část, proto jsou nezbytné děliče momentu a mezinápravové diferenciály. Obě kola hnací nápravy jsou poháněna od jedné vstupní hřídele. Ale při jízdě zatáčkou se musí vnější kolo, které opisuje větší poloměr točit rychleji než kolo vnitřní, které se pohybuje po poloměru menším. K podobným situacím dochází i za jiných okolností. Proto musí být na hnací nápravě umístěn diferenciál, který umožňuje různé úhlové rychlosti kol na jedné nápravě. V podmínkách se sníženou přilnavostí a při jízdě v terénu je potřeba, aby se hnací kola jedné nápravy naopak nemohla otáčet různými otáčkami. Tuto funkci zastává uzávěrka diferenciálu případně různé typy samosvorných diferenciálů. [2]

Schéma nejjednoduššího uspořádání hnacího ústrojí můžeme vidět na následujícím obr. 2. Točivý moment se přenáší od vozidlového motoru přes spojku, převodovku, spojovací hřídel, stálý převod, diferenciál na hnací kola.



Obr. 1 Nejjednodušší uspořádání hnacího ústrojí
M – motor, S – spojka, P – převodovka, SP – stálý převod,
D – diferenciál, HK – hnací kola, H – spojovací hřídel

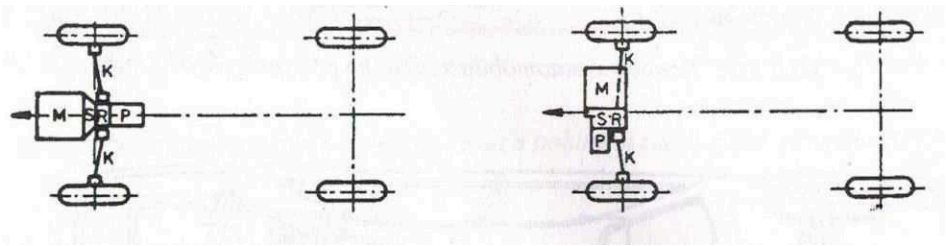
Hnací ústrojí u čtyřkolých vozidel lze dělit dle mnoha parametrů. Hlavní rozdělení je udáno tím, jaká náprava je poháněna, nebo jestli jsou hnány obě. Podle toho se vozidla rozdělují:

- Vozidla s pohonem předních kol
- Vozidla s pohonem zadních kol
- Vozidla s pohonem všech kol

V dalších kapitolách se budu zabývat jednotlivě každým typem pohonu kol.

1.1 VOZIDLA S POHONEM PŘEDNÍCH KOL

U tohoto druhu pohonu je celá hnací skupina umístěna vpředu vozidla. Poháněna je řízená přední náprava vozidla. Motor se může nacházet před, nebo za přední nápravou a to podélně, či příčně. Při příčném umístění motoru se ušetří nákladný převod s kuželovými koly. Podélné uložení můžeme vidět na obr. 3 vlevo a příčné vpravo. [3]



Obr. 3 Podélné a příčné uložení motoru pří pohonu předních kol ***Chyba! N enalezen zdroj odkazů.***

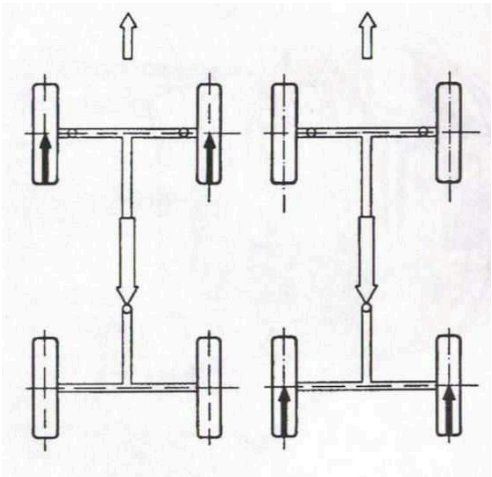
Při pohonu předních kol je vozidlo „taženo“ (obr. 4 vlevo), vzniká tak stabilní stav mezi hnacími silami a setrvačnou silou. Vozidlo s předním pohonem vzniklo ze standardní koncepce (motor vepředu, pohon zadní nápravy), přičemž pohon nápravy a diferenciál byly přemístěny do přední části vozidla. Podle usořádání motoru existuje 5 koncepcí. [3]

Motor podélně uložený před diferenciálem a nápravou. Zajišťuje vysoké zatížení přední nápravy, těžiště se posouvá dopředu. Díky většímu zatížení dostaneme větší trakci a tím i lepší jízdní chování. Nevýhodou jsou větší síly v řízení a také výrazná nedotáčivost v zatáčce a nepříznivé rozdělení brzdných sil na nápravy. [3]

Motor podélně uložený za diferenciálem a nápravou. Řazení u tohoto uložení by muselo být uděláno velmi komplexním způsobem. Kvůli tomu se tato koncepce praticky nepoužívá. [3]

Motor podélně uložený nad diferenciálem a nápravou. Slouží ke zmenšení předního převisu, mezi přednosti patří dobrá přístupnost a kompaktní konstrukce, která umožňuje krátkou příď. Krátká příď je výhodná z hlediska výhledu a příznivého rozložení zatížení náprav. [3]

Obr. 2 Porovnání sil při pohonu předních a zadních kol [3]



Motor příčně uložený nad převodovkou. Tato koncepce se používá prakticky od vzniku automobilů. Převodovka je umístěna pod motorem a diferenciál za ní, takže celý agregát tvoří jeden blok. Výhodou této koncepce je malý prostorový nárok v podélném směru. [3]

Motor příčně uložený vedle převodovky. Má podobně jako podélný motor prostorové problémy, v tomto případě je nedostatek místa mezi podběhy, ale na druhé straně se tím nabízí největší užitečný prostor. [3]

Výhodami řadového oproti paralelnímu uspořádání je větší jednoduchost, menší náklady a lepší účinnost. Uspořádání vedle sebe je ale kompaktnější a proto vhodnější pro delší motory. [3]

Nezávisle na poloze motoru má pohon předních kol dle [3] četné výhody:

- Zatížení řízených a poháněných kol
- Vyšší jízdní bezpečnost při horších povětrnostních podmínkách, vozidlo je taženo a není tlačeno
- Nedotáčivé chování
- Menší citlivost na boční vítr
- Jednoduchá konstrukce zadní nápravy
- Kratší silový tok, motor převodovka a diferenciál tvoří jeden blok
- Dobré chlazení motoru (chladič vepředu)
- Hladká podlaha karoserie
- Delší výfukové zařízení, to je důležité pro vozidla s katalyzátorem
- Větší zavazadlový prostor

Mezi nevýhody této koncepce podle [3] patří

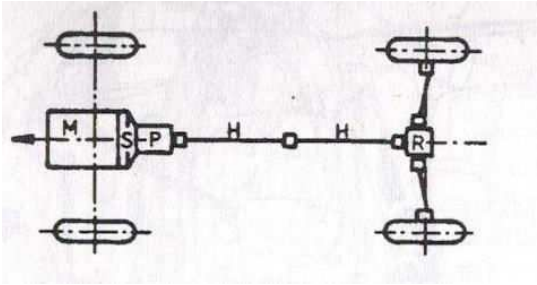
- Při plném zatížení zhoršené možnosti rozjezdu na kluzké vozovce i při jízdě do svahu
- Zavěšení motoru musí zachycovat moment motoru násobený celkovým převodem
- U silnějších motorů narůstá ovlivňování řízení vlivem pohonu
- Při velkém zatížení přední nápravy je nutný posilovač řízení
- Lze použít pouze motory omezené délky
- Složitá přední náprava s hnacími hřídeli, které musí mít stejnoběžné klouby
- Omezený poloměr natáčení vlivem omezeného úhlu sklonu hnacích hřídelů
- Nestejná opotřebení pneumatik, poněvadž přední kola jsou nejen řízená, ale taky poháněná
- Komplikované provedení mechanismu řazení, které může být navíc ovlivněno pohyby agregátu
- Vyšší citlivost na nevyváženost kol
- Špatné rozložení brzdných sil (až 75 % vepředu, 25 % vzadu)

1.2 VOZIDLA S POHONEM ZADNÍCH KOL

Při pohonu zadních kol je vozidlo „tlačeno“ (můžeme vidět na obr. 4), vzniká tak teoreticky labilní rovnováha mezi hnacími silami a silou setrvačnou. Vhodnou geometrií přední nápravy lze dosáhnout potřebnou stabilitu. Vozidla s pohonem zadních kol se dělí na dvě skupiny podle umístění motoru. [3]

1.2.1 STANDARDNÍ (KLASICKÁ) KONCEPCE

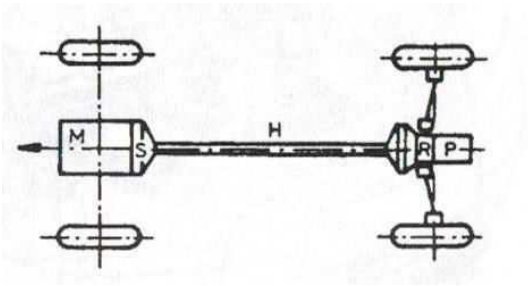
Má motor vpředu, za motorem je spojka, stupňová převodovka (nebo místo spojky a stupňovité převodovky může být automatická převodovka). Spojovací hřídel spojuje převodovku s rozvodovkou, která se nachází vzadu. Z rozvodovky se pomocí kloubových hřídelů pohánějí kola. Rozložení komponent u standardní koncepce můžeme vidět na obr. 5. [3]



Obr. 4 Standardní koncepce pohonu zadních kol [3]

U osobních automobilů je podélně uložený motor umístěn obvykle ve středu přední nápravy a jsou poháněna zadní kola. Motor s převodovkou umístěný vpředu zatěžuje přední řízená kola žádaným způsobem. Motor může být umístěn až za přední nápravou z důvodu lepšího rozložení hmotností na nápravy. Podélně umístěná převodovka umožňuje jednoduché řazení a dobrou účinnost převodovky. Vzhledem k velkému prostoru v přední části vozidla není problém použití automatické převodovky, motorů s většími objemy a také protihlukového zapouzdření motorů (má význam především u vznětových motorů). [3]

U této koncepce je také možné přeložení převodovky až k rozvodovce nacházející se v zadní části vozidla. Jedná se o tzv. Transaxle princip (můžeme vidět na obr. 6), kde motor a spojky jsou vpředu a převodovka s rozvodovkou na zadní nápravě. Točivý moment je přenášen dlouhým spojovacím hřídelem, který je několikrát uložen v hřídelové trubce, na převodovku a rozvodovku. Tímto způsobem se zlepší zatížení zadní nápravy. Tato koncepce se používá u výkonnostních vozidel s malým počtem cestujících. [3]



Obr. 5 Princip Transaxle [3]

Standardní koncepce pohonu zadních kol podle [3] má u vozidel řadu výhod:

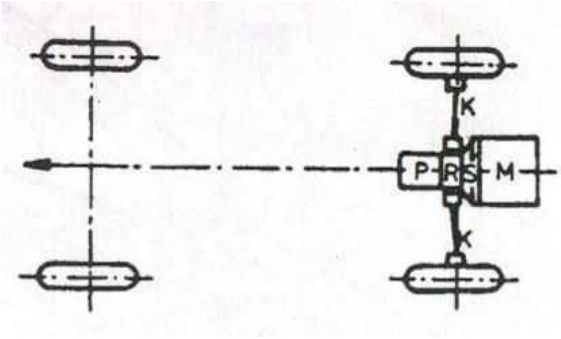
- Délka motoru je prakticky neomezená (možnost využití větších a výkonnějších motorů)
- Malé zatížení zavěšení motoru, je zachycován maximální točivý moment motoru násobený převodem na nejnižší stupeň (stálý převod je umístěn na zadní nápravě)
- Izolace hluku motoru je poměrně jednoduchá
- Při plném zatížení náleží hlavní podíl zatížení hnací zadní nápravě
- Výfuk má značnou délku s dobrou možností odhlučnění a také prostorem pro katalyzátor
- Možnost jednoduché konstrukce přední nápravy
- Rovnoměrné opotřebení pneumatik
- Nekomplikované řazení převodů
- Dostatečné místo pro řídící ústrojí
- Dobré chlazení, protože chladič i motor se nacházejí vpředu

Podle [3] má ovšem také nevýhody:

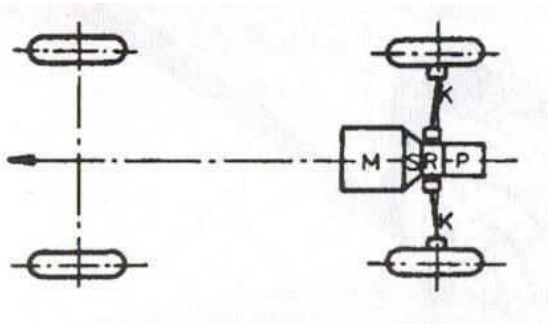
- Nestabilní udržování přímého směru (lze kompenzovat vhodnou geometrií přední nápravy a vhodnými pneumatikami)
- Tím pádem může být řízení namáhavější
- Při obsazení automobilu pouze dvěma osobami je hnací zadní náprava málo zatížena – špatná trakce na kluzké vozovce a také nebezpečí prokluzu zadních kol zejména při projíždění zatáčkou
- Větší zadní náprava a kvůli tomu menší zavazadlový prostor
- Nepříznivý poměr mezi celkovou délkou vozidla a délkou vnitřního prostoru
- Vzhledem k nutnosti použití hnací hřídele na propojení motoru se zadní nápravou musí být v podlaze karosérie vylisován tunel

1.2.2 POHON ZADNÍCH KOL S MOTOREM VZADU

Motor je umístěn vzadu společně s převodovkou rozvodovkou a kloubovými hřídelemi. Odpadá nám nutnost použití spojovací hřídele. Existují dvě možnosti umístění motoru. Mezi nápravami anebo až za zadní nápravou. Porovnání můžeme vidět na obr. 7 respektive obr. 8. [3]



Obr. 7 Pohon zadních kol s motorem za zadní nápravou [3]



Obr. 6 Pohon zadních kol s motorem mezi nápravami [3]

Motor mezi nápravami má vhodnější rozložení hmotnosti než motor až za zadní nápravou. Těžiště mezi přední a zadní nápravou napomáhá k neutrálnímu chování auta při zatáčení. Ovšem pokud je motor před zadní nápravou, tak nemůže být vozidlo osazeno zadními sedadly. Proto se tato dvoumístná vozidla hodí pouze jako sportovní anebo soutěžní. [3]

Mezi výhody konceptu pohonu zadních kol s motorem vzadu dle [3] patří:

- Dobrý rozjezd
- Krátký silový tok
- Vlivem malého zatížení přední nápravy není potřeba velkých sil na volantu
- Příznivé rozdělení brzdných sil
- Jednoduchá konstrukce přední nápravy
- Snadná demontáž motoru
- Žádný, nebo jen malý tunel v podlaze karoserie
- Malý převis vpředu
- Malý prostor pro hnací agregát

Avšak tato koncepce má taky podle [3] velkou řadu nevýhod:

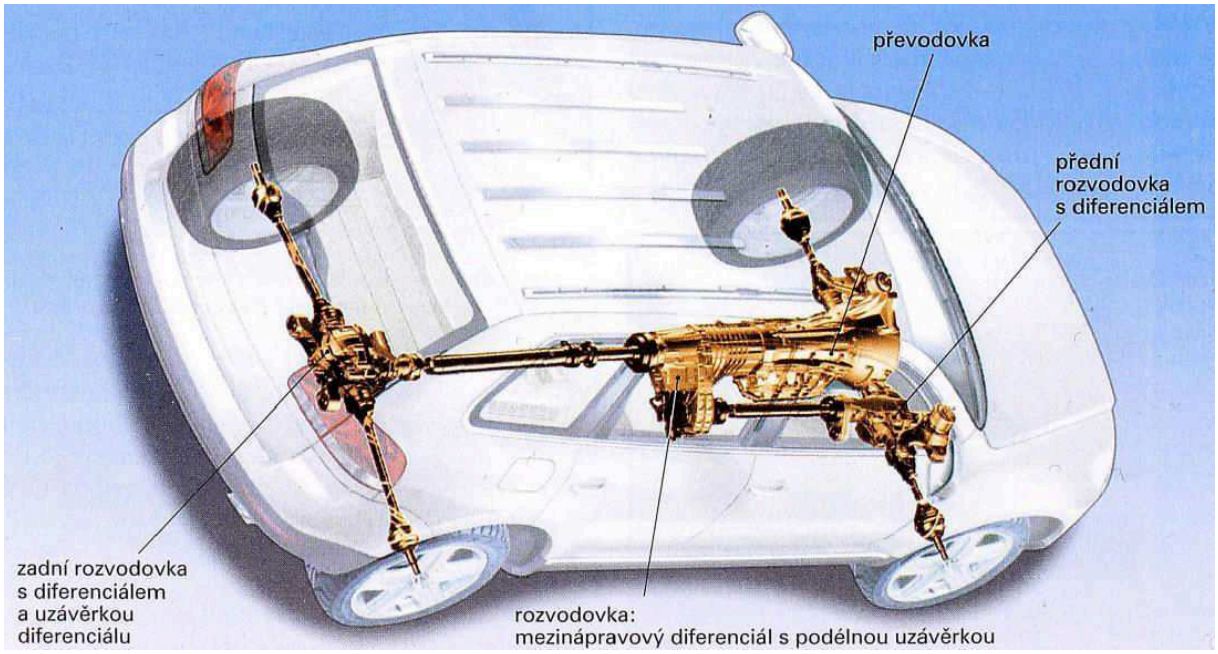
- Omezená stabilita při přímé jízdě (úhel závleku na přední nápravě bývá až 8 stupňů)
- Citlivost na boční vítr
- Sklon k přetáčivosti při zatáčení (motor za zadní nápravou)
- Zhoršená ovladatelnost za špatných povětrnostních podmínek vlivem menšího zatížení přední nápravy
- Vysoké zatížení zadních pneumatik
- Zavěšení motoru musí přenášet točivý moment motoru násobený celkovým převodem (motor i převodovka tvoří jeden blok)
- Těžké naladění výfukového zařízení kvůli krátké dráze
- Problematické tlumení hluku motoru
- Složité zařízení pro řazení převodovky
- Je-li chladič umístěn vpředu, tak je nutné velké množství chladící kapaliny
- Větší příkon ventilátoru vzhledem k nucenému chlazení
- Obtížné umístění palivové nádrže do bezpečných oblastí
- Velmi malý zavazadlový prostor

Kvůli těmto zmíněným důvodům se osobní automobily odklonily od dané koncepce. Použití je výhradně ve sportovních a soutěžních vozech. [3]

1.3 VOZIDLA S POHONEM VŠECH KOL

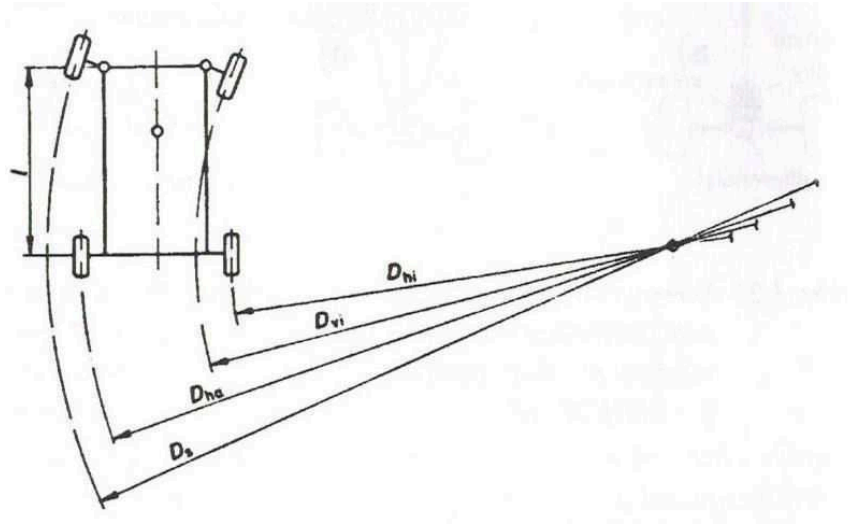
Pohon čtyř kol je nejnovějším konceptem pohonu kol. V minulosti se této pohon nepoužíval ze dvou důvodů: většina vozidel měla malý výkon, a i při vysokých zatíženích prázdného vozu pohon jedné nápravy většinou stačil. Dalším velkým faktorem jsou ekonomické důvody a vysoké prostorové nároky. Oproti pohonu jedné nápravy se musí do vozidla přidat mezinápravový diferenciál a taky další nápravový diferenciál, spojovací hřídele a hnací hřídele. Kvůli tomu se výrazně zmenší použitelný prostor uvnitř vozidla. Nejprve se pohon všech kol využíval u terénních vozidel a velký rozvoj nastal až začátkem roku 1980, kdy prezentovala firma Audi vysoce výkonný vůz Quattro s revolučním pohonem všech kol. Díky tomuto se automobilový průmysl začal ve větším rozsahu zajímat o tento druh pohonu. Pohon čtyř kol se osvědčí hlavně při jízdě na vozovce se sníženým koeficientem tření (mokro, led, sníh), kde by pohon dvou kol měl problémy s nedostatečnou adhezí na hnacích kolech. [3]

Tuto koncepci hnacího ústrojí můžeme vidět na obr. 9. Skládá se z motoru a převodovky umístěných většinou vpředu vozidla (u sportovních vozů může být i vzadu), za převodovkou následuje rozvodovka s mezinápravovým diferenciálem. Z mezinápravového diferenciálu se točivý moment přesouvá pomocí spojovacích hřídelí do přední a zadní rozvodovky s diferenciály. A z nich hnacími hřídeli na kola.



Obr. 8 koncepce pohonu všech kol [4]

Mezinápravový diferenciál je většinou umístěn již do skříně převodovky. Tento diferenciál je nutný, aby při zatáčení, kdy se přední kola vzhledem k větším poloměrům zatáčení (obr. 10) otáčejí rychleji než zadní kola, nedocházelo k pnutí hnacího ústrojí (větší opotřebení pneumatik a spotřeba paliva)



Obr. 9 Rozdílné poloměry drah kol při zatáčení [3]

V současné době se rozlišuje šest základních koncepcí pohonu všech kol. Tyto koncepce budou nyní rozebrány.

1.3.1 STÁLÝ POHON 4X4

Jedná se o pohon, kde je stálé výchozí rozdělení síly mezi nápravy v poměru 50:50. V této koncepci jsou použiti klasicky tři diferenciály, dva nápravové a jeden mezinápravový. Použití diferenciálu mezi nápravami má ale i jednu známou nevýhodu, a to že při ztrátě trakce jednoho z kol klesá točivý moment, které jsou ostatní kola schopna přenést (diferenciály budou rozebrány až v dalších částech této práce). Je teda možné, že vozidlo zůstane bezmocně stát s jedním protáčejícím se kolem. Řešení tohoto problému je uzávěrka diferenciálu, blokovací spojka, nebo použití diferenciálu Torsen jako mezinápravového diferenciálu. Tuto koncepci nyní používají u svých SUV vozidel většina výrobců. Například Mercedes má svůj systém 4Matic, kde používá tři otevřené diferenciály s regulováním pomocí přibrzďování kol. [5]

1.3.2 PŘIŘADITELNÝ POHON 4X4

Další koncepcí je pohon, kde je trvale poháněna jen jedna náprava (většinou zadní) a v případě např. jízdy v terénu se „natvrdo“ připojí i přední. Hlavním rozdílem oproti stálému pohonu je nepřítomnost mezinápravového diferenciálu. Kvůli tomu se tento typ pohonu všech kol používá primárně do vozidel určených pro jízdu v terénu, na silnici nejde pohon 4x4 používat. Výhodou je menší konstrukční složitost, díky tomu se tato koncepce začala šířit jako první. [5]

1.3.3 POHON 4X4 S VISKÓZNÍ SPOJKOU

Jedná se o řešení, kdy viskózní spojka je schopna připojovat druhou nápravu dle potřeby. Viskózní spojka spojuje dvě hřídele napojené na nápravové diferenciály. V uzavřeném obalu s olejovou lázní má sadu lamel střídavě upevněných k přední a zadní hřídeli. Pokud nastane prokluz kol na jedné nápravě, vznikne tím rozdíl v otáčkách obou hřídelí, kvůli smykovému tření mezi olejem a lamelami se spojka sepne. Tento efekt lze využít také u výše zmíněné kombinace mezinápravového diferenciálu s blokovací viskózní spojkou. Nevýhodou je nemožná regulace, proto se používá jen na nejdostupnějších vozidlech s pohonem čtyř kol. [5]

1.3.4 POHON 4X4 S AKTIVNÍ VÍCELAMELOVOU SPOJKOU

I u této koncepce nápravy propojuje vícelamelová spojka, její spínání však rozhoduje řídící jednotka, která vyhodnocuje situaci pomocí senzorů na vozidle. Existují dvě možné řešení. První je pomocí hydraulického čerpadla, například systém Haldex. Druhý, rozšířenější je elektromagnetický princip, například xDrive od BMW. Zhruba okolo roku 2005 dosáhl výpočetní výkon řídících jednotek na takovou úroveň, že bylo možno předpovídat hrozící prokluz kol a na tuto situaci reagovat v předstihu. Z pohonu všech kol se tak stal prvek aktivní bezpečnosti, který zlepšuje ovladatelnost a chování auta bez ohledu na povrch pod koly. Výhodou je také možnost volby různých natavení, od sportovního režimu, deaktivace pohonu 4x4 až po režim „lock“, který zajistí stejné otáčky předních a zadních kol. Elektronika stále sleduje stav spojky a pokud by mělo dojít k ohřátí nad bezpečnou mez pohon všech kol odpojí. V této době je to asi nejrozšířenější systém, ale z principu se nehodí do těžkého terénu, kde nedokáže zastoupit stálý a přiřaditelný pohon. [5]

1.3.5 POHON 4X4 S AKTIVNÍM DIFERENCIÁLEM

Ze zkušeností s vícelamelovou spojkou mezi nápravami vzešel nápad nahradit podobným zařízením i zadní diferenciál. Tvůrcem tohoto systému je britská společnost GKN a nazývá jej Twinster, můžeme jej vidět na obr. 11. Nápravový diferenciál nahrazuje sada dvou spojek, které mohou kola „natvrdo“ spojit s pohonnou jednotkou, nebo naopak zcela odpojit. Spojky jsou řízeny elektronikou, která dává signály, informace jsou získávány ze senzorů na kolech, které měří prokluz až stokrát za vteřinu. Vedle toho lze také regulovat přenos momentu k jednotlivým kolům (funkce torque vectoring, neboli vektorování točivého momentu – bude rozebrána později), takže odpadá nutnost zasahovat do systému pohonu všech kol přibrzďováním jednotlivých kol. Součástí systému je také možnost odpojení pohonu všech kol a tím se sníží mechanické ztráty. S diferenciálem Twinster je možné dosáhnout úspory paliva až do 10 % oproti hydraulicky ovládané spojce Haldex. Ze soustavy tří spojek, jejichž činnost je potřeba přesně a synchronizovaně ovládat vyplývají dvě nevýhody: vysoké nároky na naladění softwaru a prodleva při náhlém zapojení zadních kol, kterou se výrobci snaží řešit možností přepínat mezi různými jízdními režimy. [5]

Obr. 10 Diferenciál Twinster od společnosti GKN [5]

1.3.6 ELEKTRICKÝ POHON 4X4

Tento typ se začal více rozvíjet až s počátkem 21. století. Může se jednat o hybridní, kde přední kola roztáčí spalovací motor s elektromotorem a zadní kola pohání elektromotor, nebo úplný elektropohon, kde se o pohon obou náprav starají elektromotory. Je možné mít jeden společný elektromotor pro obě kola, nebo pro každé kolo motor zvlášť, čímž získáme schopnost regulovat rozdělení točivého momentu na kola a můžeme tak zlepšit ovladatelnost vozidla. Výhodou je nepřítomnost kardanu, ale zase je potřeba mít ve vozidle dostatečně velké baterie na pohon elektromotorů. V budoucnosti bude tento typ pohonu nabývat na důležitosti kvůli povinnosti automobilek dodržovat emisní limity. Za zmínku stojí typ elektrického pohonu zadní nápravy e-axle, kde elektromotor, převodovka a diferenciál tvoří jeden celek, který je pevně spojen se zadní nápravou. Existuje mnoho variant e-axle, každý výrobce jde cestou své vlastní konstrukce. Na obr. 12 můžeme vidět řešení e-axle od výrobce Schaeffler. [5]

Obr. 11 Princip e-axle od firmy Schaeffler [6]

Na závěr bych chtěl uvést celkové výhody a nevýhody pohonu všech kol proti pohonu pouze dvou kol. Hlavní přednosti jsou dle [3]:

- Zlepšené trakční schopnosti zejména na kluzké vozovce
- Zvýšení schopnosti rozjezdu a stoupavosti nezávisle na zatížení
- Vysoká 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)
- Obzvlášť vhodný pro tažení přívěsu
- Příznivé rozdělení zatížení náprav
- Stejnoměrné opotřebení pneumatik

Mezi nevýhody podle [3] patří:

- Zvýšené pořizovací náklady
- Poněkud vyšší pohotovostní hmotnost vozidla
- Vyšší spotřeba paliva o 5–10 %
- Menší zavazadlový prostor

1.4 HNACÍ ÚSTROJÍ VOZIDEL SE SPALOVACÍM MOTOREM

Vozidla poháněná spalovacím motorem mají hnací ústrojí složeno z částí, které byly popsány výše. Zástavba a řazení jednotlivých komponent je shrnuto v kapitolách kde jsou rozebírány jednotlivé druhu pohonů podle toho která náprava je hnací, nebo jestli jsou hnány obě.

U vozidel se spalovacím motorem je možné dosáhnout principu vektorování točivého momentu jen pomocí speciálních diferenciálů s funkcí „Torque vectoring“. Tato funkce bude rozebrána až po kapitole dynamika vozidla. Tyto diferenciály jsou velmi komplexní mechanismy, které mohou být jako nápravové, nebo dokonce mezinápravové. Tyto diferenciály jsou většinou ovládané za pomocí signálů z řídící jednotky.

Diferenciály s funkcí vektorování točivého momentu vyvíjí mnoho automobilek, či firem se zaměřením do automobilního průmyslu. Příkladem může být firma ZF Friedrichshafen, která první diferenciál takového typu předvedla v roce 2007, nebo společnost Ricardo jejíž první ukázka takového diferenciálu byla v roce 2004. Další ukázka je například firma Subaru se svým mezinápravovým aktivním diferenciálem označeným DCCD (Driver Controlled Center Differential), kde si sám řidič mohl vybírat nastavení uzavření diferenciálu, nebo to mohl za sebe nechat řídit automaticky řídící jednotku. Společnost Mitsubishi také vyvinula aktivní diferenciál, který je řízen elektronicky, nazývá se zkráceně AYC (active yaw control). První použití na vozidle Lancer Evolution IV a poté již v každé další generaci. AYC je založen na počítačovém řízení zadního diferenciálu na základě informací od různých snímačů ve vozidle, které měří podélné a příčné zrychlení vozidla, řízení, brzdy, pozici plynového pedálu a mnohé další. Rozdělení točivého momentu dosahuje pomocí dvou hydraulických spojek, které omezují točivý moment na jednotlivé nápravy. Cílem tohoto systému je zvýšení rychlosti v zatáčkách. [7]

1.5 HNACÍ ÚSTROJÍ HYBRIDNÍCH VOZIDEL

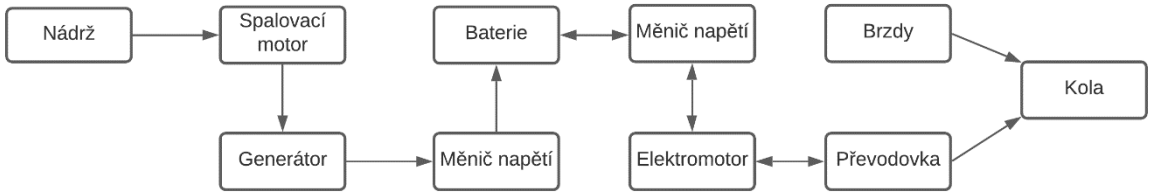
V poslední době je velmi delikátní téma ekologie a s tím i vypouštění škodlivých plynů do atmosféry. Kvůli tomu se toto téma dotklo i automobilového průmyslu. Kde výrobci vozidel jsou nuceni snížit množství emisí, které vozidla se spalovacími produkují. Jednotlivé spolky, nebo země mají pravidla, která se musí dodržovat, jinak by hrozily vysoké pokuty za nedodržování. Tyto pokuty si firmy nemohou dovolit, a proto museli přijít s jiným typem motorů, které budou pohánět vozidla. První typ odlišného pohonu, který se rozšířil je tzv. hybrid. Toto označení se používá pro vozidla, která kombinují dva druhy pohony. Nejrozšířenější je kombinace spalovacího motoru spolu v kombinaci s elektromotorem, díky tomu, že je do hnacího ústrojí přidán elektromotor již nemusí být spalovací motor tak objemově velký a je schopen produkovat menší hodnoty emisí. Další výhodou hybridu je možnost rekuperace energie například při brzdění místo disipace energie v brzdách. Elektromotor se v tomto případě přepne do jiného režimu a stane se z něj generátor a ukládá tuto energii zpět do baterie.

Hnací ústrojí hybridního vozidla se skládá ze standardních částí, které jsou u běžných vozidel se spalovacím motorem a jsou k tomu přidány komponenty starající se o elektrický pohon, konkrétně baterie, dále invertor, který převádí stejnosměrný proud z baterie na proud střídavý použitelný k pohonu vozidla a v neposlední řadě elektromotor. Samozřejmě se v hybridu nachází i další senzory a elektronické prvky, případně kabeláž pro vedení elektřiny.

Nejzákladnější rozdělení hnací ústrojí u hybridních vozidel je podle uspořádání spalovacího motoru a elektromotoru, a to na sériový hybrid, paralelní hybrid a kombinovaný (tzv. power split) hybrid[8]. Další rozdělení je podle umístění samotného elektromotoru v pohonu.

1.5.1 SÉRIOVÉ USPOŘÁDÁNÍ

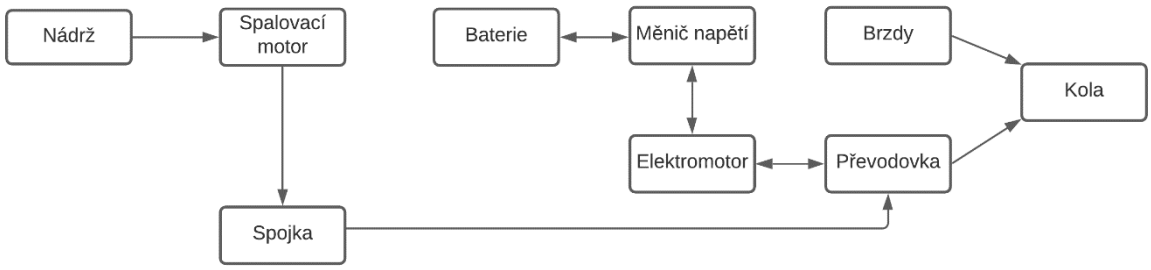
V sériovém uspořádání práci pro pohon vozidla dodává jeden nebo více elektromotorů, které získávají energii ze dvou zdrojů**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**. Prvním zdrojem je b ateriový článek umístěn ve vozidle. Druhým zdrojem je spalovací motor, který v tomto uspořádání slouží pouze jako generátor elektrické energie pro dobíjení baterie. Schéma daného uspořádání můžeme vidět na obr. 12. Tento způsob pohonu je nejbližší k pohonu elektromobilu, s tím rozdílem že sem byl přidán spalovací motor pro zvýšení dojezdu. Výhodou je že spalovací motor se přímo nepodílí na pohonu vozidla, díky tomu odpadá řada komponent, které ho spojovali s koly. Tím se zmenší celkové místo potřebné k uložení hnacího ústrojí a získáme více užitkového místa. Nevýhoda je dvojitá přeměna energie, protože přeměna se vždy neobejde beze ztrát. [9][10]



Obr. 12 Schéma sériového uspořádání hnacího ústrojí u hybridu [8][10]

1.5.2 PARALELNÍ USPOŘÁDÁNÍ

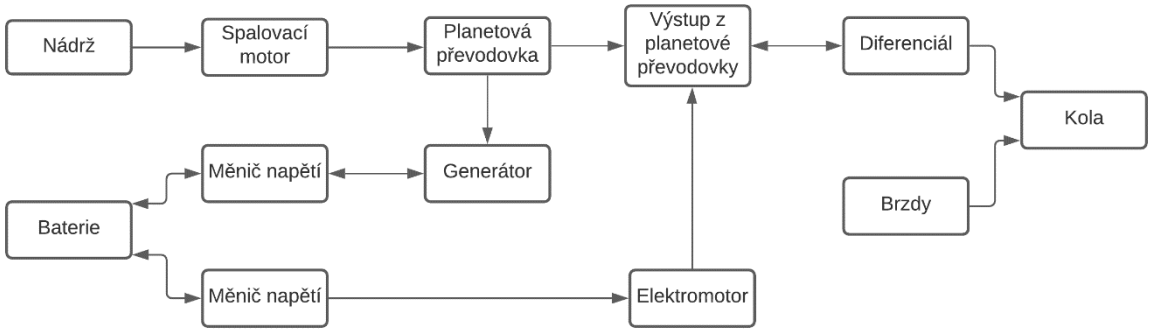
Druhým typem je paralelní uspořádání spalovacího motoru a elektromotoru. V tomto případě spalovací motor i elektromotor pohánějí kola, jak můžeme vidět na obr. 13. Elektromotor je připojen k hnacímu ústrojí pomocí mechanické spojky. Vozidlo může být hnáno jednotlivě každým motorem, nebo dohromady oběma zároveň. Druhý nepoužívaný motor se dá případně spojkou oddělit, aby nezpůsoboval ztráty energie. V tomto uspořádání však vzniká problém se složitým způsobem kontroly spojování energie přiváděné od spalovacího motoru a elektromotoru zároveň. Výhodou tohoto uspořádání je možnost toho, že elektromotor může pracovat při nižších rychlostech a spalovací motor by se připojil až při rychlostech vyšších, kde už pracuje v optimálních podmínkách a díky tomu má větší účinnost a menší spotřebu paliva. V případě potřeba většího výkonu se samozřejmě zapojí oba motory dohromady. Další výhodou oproti sériovému uspořádání je úspora místa díky tomu, že není potřeba elektrický generátor. Také nám odpadá jedna přeměna energie vůči předešlému uspořádání. [11]



Obr. 13 Schéma paralelního uspořádání hnacího ústrojí u hybridu [8][10]

1.5.3 POWER-SPLIT USPOŘÁDÁNÍ

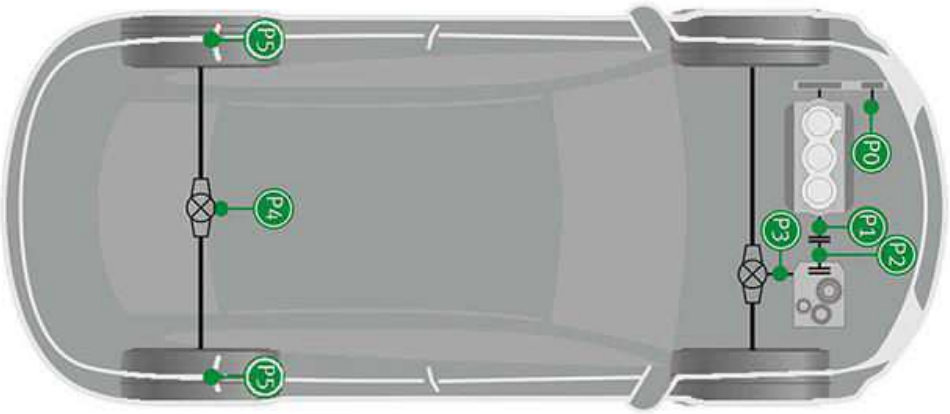
V dalším možném uspořádání jsou kombinovány vlastnosti dvou předešlých typů. Spalovací motor v tomto případě slouží k pohonu samotného vozidla a také se část jeho energie odebírá do generátoru, kde slouží k nabití baterií. K rozdělování energie ze spalovacího motoru dochází pomocí jedné či více planetových převodovek. Ta odpojuje spalovací motor od přímého vlivu na rychlost a chová se jako variátor, díky čemuž lze dosáhnout účinné práce spalovacího motoru při jakékoliv rychlosti vozidla**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**. Celkový točivý moment je s oučet momentu z elektromotoru a také části točivého momentu ze spalovacího motoru. Schéma power-split uspořádání můžeme vidět na obr. 14. Princip tohoto sériovo-paralelního uspořádání také kombinuje výhody obou těchto uspořádání. Oproti sériovému hybridu klade menší nároky na baterii a elektromotor. Oproti paralelnímu není potřeba tak silný spalovací motor. Nevýhodou je stejně jako u sériového provedení ta skutečnost, že přeměna energie není úplně efektivní a způsobuje ztráty, hlavně při vysokých rychlostech. Tento systém je také velmi nákladný. [8][9]



Obr. 14 Schéma Power-Split uspořádání hnacího ústrojí u hybridu [8][10]

1.5.4 ROZDĚLENÍ PODLE UMÍSTĚNÍ ELEKTROMOTORU

Existuje šest možností, kam lze umístit elektromotor v hybridním pohonu. Všechny tyto možnosti můžeme vidět na obr. 15. V kombinaci se stupněm hybridizace a různými typy převodovek vzniká mnoho kombinací hybridního pohonu. Záleží jen na automobilkách, jakou formu si vyberou. Je zde mnoho prostoru k optimalizování a hledání optimálního řešení. [8]



Obr. 15 Různé možnosti uspořádání hnacího ústrojí hybridu [6]

V architektuře P0 je elektromotor umístěn ještě před spalovací motor, k němu je připojen řemenem. Jeho hlavní funkcí je start spalovacího motoru a generování elektrické energie. Elektromotor v umístěním P0 bývá často použit s dalším elektromotorem v jiném umístění. Nejčastěji s pozicí P4, kde se druhý elektromotor stará o pohon zadní nápravy. Pohon přední nápravy je zajišťován spalovacím motorem. [6] [8]

U architektury P1 je elektromotor připojen přímo na klikovou hřídel. V tomto uspořádání má funkci jako generátor elektrické energie při brzdění a při akceleraci pomáhá spalovacímu motoru svým výkonem. Toto uspořádání je nákladnější než P0 a zároveň i náročnější na zástavbu, takže se od něj v poslední době ustupuje. [6] [8]

V uspořádání P2 je elektromotor připojen mezi spalovacím motorem a převodovkou. Jeho funkce je shodná s funkcí v P1 s tím rozdílem, že vozidlo by bylo schopno krátkou dobu jet jen na pohon elektromotoru. Konfigurace P2 má velké možnosti jejího uspořádání, a proto je v současnosti hojně využívána. [6] [8]

V provedení P3 se elektromotor nachází na výstupu z převodovky a může být podobně jako u P2 namontován buď přímo na hřídel, nebo se může výkon přivádět ze strany pomocí řemene. Také v tomto uspořádání se elektromotor stará o rekuperaci energie a pomoc spalovacímu motoru při akceleraci. I u této koncepce může být vozidlo poháněno pouze elektromotorem. [6] [8]

V předposledním provedení P4 je elektromotor připojen k zadní nápravě. Největší výhodou je že současně máme přední nápravu poháněnou spalovacím motorem a zadní nápravu elektrickým. Pokud ovšem chceme, abychom měli stálý pohon všech kol, tak musí být vozidlo vybaveno také generátorem energie. Generátor bude většinou uspořádán dle předešlých konfigurací P0 až P3. Díky možnosti pohonu všech kol toto uspořádání výrobci často používají. [6] [8]

Architektura P5 s elektromotory umístěnými přímo v kolech se u hybridních vozidel v současnosti moc nepoužívá. Tato konstrukce se spíše využívá až u čistých elektromobilů.

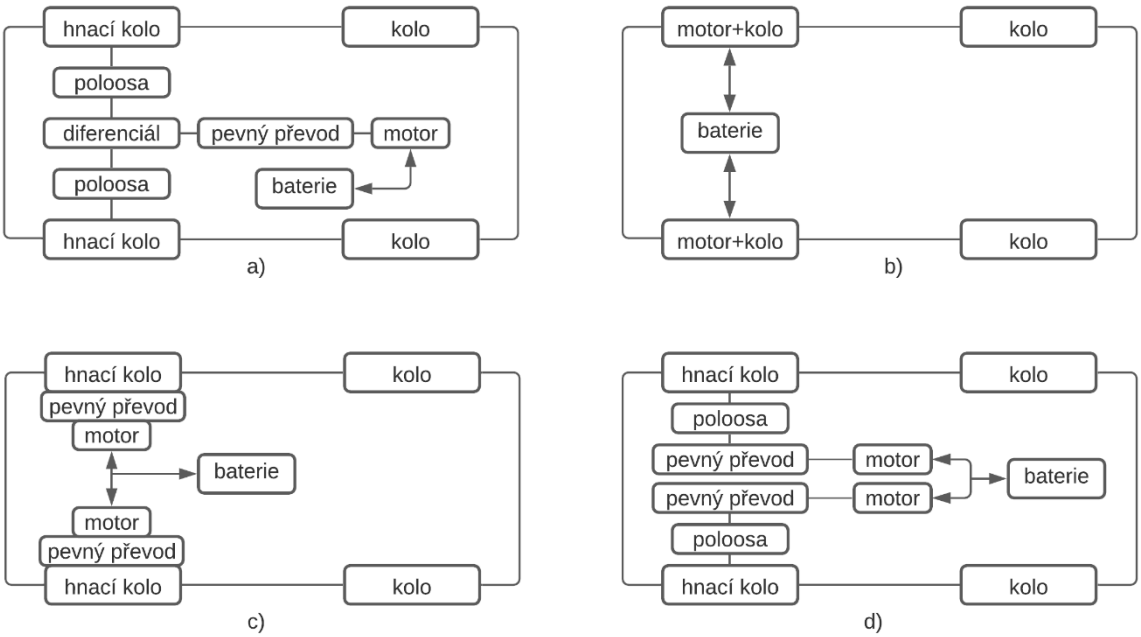
1.5.5 SHRNUTÍ HYBRIDNÍHO POHONU

U hybridního pohonu bývá spalovací motor v drtivé většině umístěn vpředu vozidla. Elektromotory se mohou vyskytovat v různých uspořádáních od předku vozidla až po samotnou zadní nápravu. V případě hybridního pohonu lze funkce vektorování točivého momentu dosáhnout jako u spalovacích motorů speciálními diferenciály s touto funkcí, nebo pomocí elektromotorů, které by poháněli každé kolo zvlášť. Díky tomu by se dalo ovlivňovat množství točivého momentu posílaného na jednotlivá kola.

1.6 HNACÍ ÚSTROJÍ ELEKTROMOBILŮ

Již u hybridních vozidel byly zmíněny důvody jejich postupného zavedení do provozu. Avšak hybridní pohony stále vypouští do ovzduší nezanedbatelné množství emisí, proto se v dnešní době investuje velmi mnoho úsilí do vývoje a produkce vozidel s čistě elektrickým pohonem. Automobilky investují nemalý obnos hotovosti do toho, aby jejich elektromobil měl ten nejlepší dojezd, nejmenší hlučnost atd. Zmiňovaný dojezd je u elektromobilu nejdůležitější vlastnost, protože následné nabíjení může zabrat i pár hodin. Z toho důvodu se u elektromobilu dbá na co největší snížení všech tření ve všech pohyblivých součástech, aby došlo k co nejmenšímu maření energie z pohonu. Jelikož elektromotory sami o sobě nejsou moc hlučné, tak se vývoj zaměřuje také na snížení hlučnosti celého pohonného ústrojí, hlavně u přenosu sil pomocí ozubených soukolí. Elektromobily také na rozdíl od hybridů nemají spalovací motor, takže celková kapacita baterií musí být daleko větší. Kvůli tomu elektromobily váží více, ale lze toho také využít tím, že se baterie umístí do podlahy vozidla a díky tomu se sníží těžiště vozidla a zlepší se dynamické chování vozidla.

Ve srovnání s konvenčními automobily se spalovacími motory jsou více flexibilní v možnostech uspořádání hnacího ústrojí. Tato flexibilita je možná díky několika faktorům specifickým pro elektromobil. Veškerá energie je dopravována skrze kabely, jejichž uspořádání není nějak omezeno a lze jej jednoduše přizpůsobovat různým konfiguracím.**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** Důležitá je také možnost rekuperace energie místo maření této energie brzdami. Schéma čtyř klasických uspořádání hnacího ústrojí můžeme vidět na obr. 16.



Obr. 16 Schéma uspořádání hnacího ústrojí v elektromobilu [13]

Konfigurace a) je nejběžnější pro elektromobily, ale také pro konvenční vozidla se spalovacím motorem, jeden motor v tomto případě pohání obě kola hnací nápravy. Rozdíl je v tom, že spalovací motor je nahrazen elektromotorem a vícestupňová převodovka je nahrazena jednostupňovou převodovkou, díky tomu není potřeba použití spojky. Diferenciál je také zachován, takže se nemusí tolik měnit celá zástavba v rámu vozidla. [13]

V uspořádání b) se elektromotory nachází přímo na náboji kola. Tím že každé kolo pohání vlastní motor můžeme každé kolo kontrolovat odděleně a přivádět na každé kolo rozdílný točivý moment. Díky tomu se zlepší dynamika vozidla, ovládací schopnosti a jízdní bezpečnost bez nutnosti přidání dalších mechanických komponent. Umístěním elektromotoru do kola nám také odpadá nutnost použití diferenciálu, poloos a také převodovky. Tím ušetříme váhu a také se zmenší náklady na celé vozidlo. Pokud ovšem vynecháme převodovku tak se o pohon kol bude starat rotor elektromotoru, z čehož vyplývá, že rychlost automobilu přímo závisí na otáčkách elektromotoru. Z tohoto důvodu musí být elektromotor pro toto použití schopen pracovat i při nízkých otáčkách a rotor musí být umístěn z vnější strany[12]. [13]

Další konfigurace c) je podobná jako b) s tím rozdílem, že je přidán reduktor většinou v podobě jednostupňové planetové převodovky. Díky tomu může elektromotor pracovat v lepším provozním okně oproti uspořádání b). Nevýhodou u tohoto provedení c) ale také b) je zvýšení hmotnosti neodpružených hmot. To ovlivní ovládání vozidla hlavně u rychlých přejezdů přes nerovnost. Kola přenesou oscilace na rám místo toho, aby je absorbovali. [13]

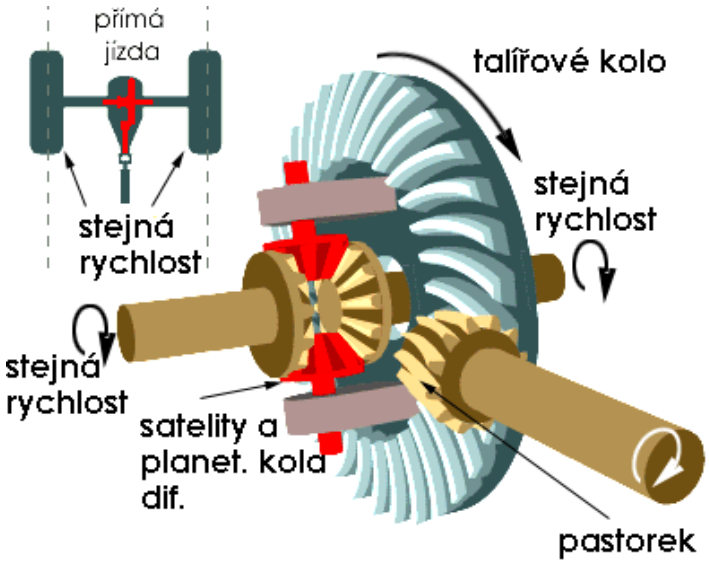
Navzdory obr. 16 d) je v tomto uspořádání převodovka a elektromotor jako jedna součást a točivý moment se převádí poté pomocí poloos na kola. Výhodou tohoto uspořádání oproti předchozím dvěma je to, že motor a převodovka jsou umístěny v rámu a díky tomu nezvyšují váhu neodpružených hmot. Tím se zlepšuje ovládací schopnosti vozidla a také jízdní komfort. [13]

1.6.1 SHRNUTÍ ELEKTRICKÉHO POHONU

Uspořádání hnacího ústrojí u elektricky poháněných vozidel zmíněné v předcházející kapitole lze také samozřejmě použít nejen pro pohon jedné nápravy ale obou. Nemusí být jedna shodná konfigurace pro obě nápravy, ale můžeme například vpředu mít jeden elektromotor pro obě kola a vzadu pro každé kolo jeden motor. Tím získáme všechny výhody vozidla s pohonem všech kol, a navíc kromě běžné konfigurace a), můžeme regulovat množství posílaného točivého momentu na každé kolo zvlášť. S touto skutečností můžeme daleko více zlepšit dynamické vlastnosti vozidla při zatáčení než u vozidla se spalovacím motorem či hybridu.

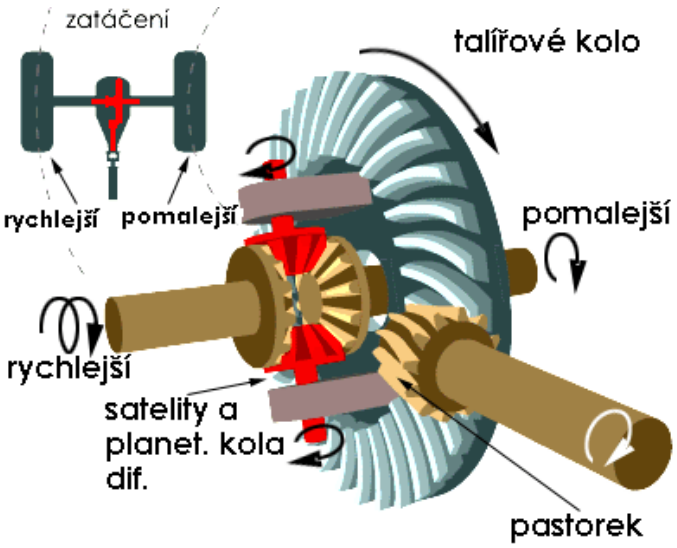
2 DIFERENCIÁLY

V historii bývala kola na nápravě spojena na jedné společné hřídeli. Toto provedení je vyhovující ale jen při přímočarém pohybu vozidla, kdy obě kola na nápravě urazí stejnou dráhu a tím pádem se otáčejí stejnou úhlovou rychlostí. V zatáčkách ale vnější kolo musí urazit větší vzdálenost, takže se musí otáčet rychleji. Když byla kola umístěna na jedné společné ose, tak jedno kolo muselo v zatáčce prokluzovat, a to vede k: a) nadměrnému opotřebení pneumatik, b) vzrůstu ztrát výkonu o podíl, vynaložený na práci při prokluzování a smýkání pneumatiky, tím se nám také zvýší spotřeba paliva, c) znesnadňuje řízení vozidla, d) vyvolání kmitání a rázů v převodovém ústrojí. Kvůli tomuto problému se kola nedávají na jednu pevnou osu, ale na dvě poloosy pro každé kolo zvlášť. Rozdíl (diference) v otáčkách kol, které vznikají při jízdě vlivem nestejných drah na kolech se vyrovnává diferenciálním soukolím, zkráceně diferenciálem. Prokluzu kol chceme zabránit z toho důvodu, že při něm dané kolo ztrácí svou přilnavost. V případě, kdy nám prokluzují kola zadní nápravy, tak je zadní náprava schopna přenést menší boční zatížení než přední náprava a vozidlo se stává přetáčivým. Toto platí i naopak při prokluzu přední nápravy se vozidlo stává nedotáčivým. [14]



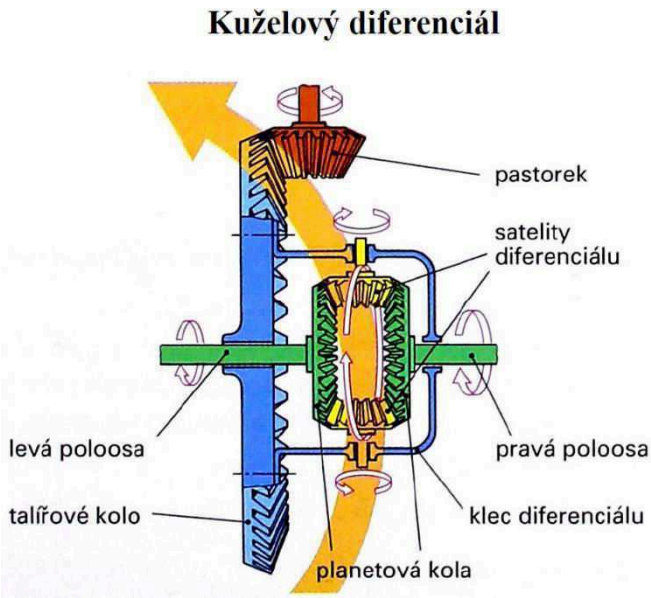
Obr. 17 Princip diferenciálu při přímé jízdě [15]

Na obr. 3 můžeme vidět princip diferenciálního planetového soukolí (tzv. kuželového diferenciálu), který se skládá z planetových kol, které jsou spojeny s hnacími hřídeli vozidlových kol a satelitů volně otočných na čepech. Tyto čepy jsou upevněny ve skříni diferenciálu, která je pevně spojena s talířovým kolem. Další neméně podstatnou funkcí diferenciálního soukolí je přenášet točivý moment od pohonné jednotky vozidla na hnací kola. Při normálním uspořádání diferenciálu jako na obr. 3 se točivý moment přenáší přes pastorek, na hnacím hřídeli, na talířové kolo a z něj dále na čep satelitů umístěných ve skříni. Ozubením satelitů se moment dále převádí na planetová kola a poté hnacími hřídeli na kola vozidla. Při přímé jízdě urazí obě kola stejné dráhy, planetová kola mají stejné otáčky a odpory na obou kolech jsou shodné. V tomto případě se satelity vzhledem ke kleci neotáčejí a působí jako unašeče. Planetová kola se otáčejí s klecí diferenciálu, a tedy i s talířovým kolem jako jeden celek. [14]



Obr. 19 Princip diferenciálu při jízdě zatáčkou [15]

Jelikož jsou mezi planetová kola umístěny satelity, může se při nezměněných otáčkách talířového kola jedno kolo vozidla o určitý počet otáček zrychlovat a druhé kolo o shodný počet otáček zpožďovat. Vyrovnávání otáček obou kol se provádí natáčením planetových kol vůči sobě. Pokud se otáčí celek, tj. hnací mechanismus nápravy vpřed, pak je zpožďováno přídavným otáčením zpět a zrychlování kola přídavným otáčením vpřed. Tato přídavná otáčení značí to, že se planetová kola otáčejí proti sobě. Satelity vážou tyto přídavné pohyby kupředu a zpět, takže tyto pohyby jsou shodné a mají jen opačný smysl. Otáčky talířového kola, tj. otáčky čepů satelitů se nemění. Tímto způsobem je dosaženo toho, že se otáčky vnitřního kola v zatáčce zpožďují a otáčky vnějšího kola zrychlují úměrně k jejich daným délkám drah. Díky tomu můžou kola projet danou zatáčku bez prokluzu jednoho z kol a vozidlo není natáčeno ze zatáčky ven, protože nevznikají přídavné reakce vozovky. [14]



Obr. 18 Princip činnosti kuželového diferenciálu při průjezdu levotočivou zatáčkou [4]

MATEMATICKÝ (KINEMATICKÝ) ROZBOR DIFERENCIÁLU

Při přímé jízdě projíždí obě kola stejnou dráhu, tudíž se musí úhlové rychlosti i otáčky obou hnacích hřídelí rovnat. Výsledný točivý moment se tím rozdělí přesně na poloviny pro každé hnané kolo.

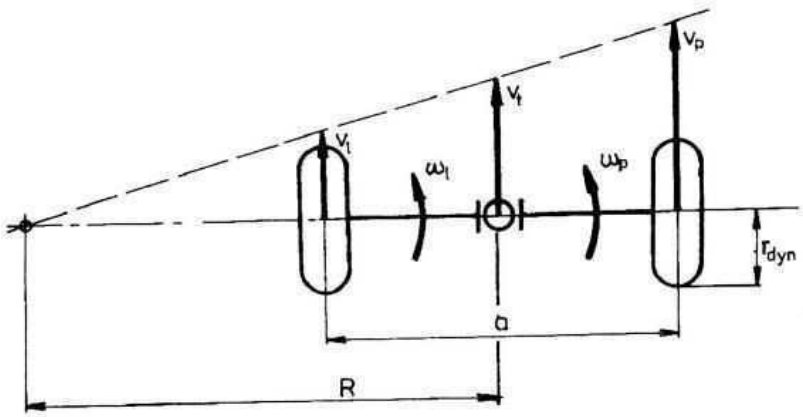
Indexy: l – označení levého kola
p – označení pravého kola
t – označení točivý (moment)

$$\omega_l = \omega_p ; n_l = n_p \qquad (1)$$

$$M_l = M_p = \frac{M_t}{2} \qquad (2)$$

Když vozidlo projíždí zatáčkou, tak se obě kola musí odvalovat po různých poloměrech, tedy každé kolo má různé úhlové rychlosti a otáčky. Vnější kolo musí mít otáčky i úhlovou rychlost větší.

Indexy: l – označení levého kola
p – označení pravého kola
t – označení středu nápravy



Obr. 20 Činnost diferenciálu při zatáčení automobilu [14]

Čas pohybu levého a pravého kola, i středu nápravy je stejný:

$$t_l = t_p = t_t \qquad (3)$$

je roven podílu dráhy a rychlosti:

$$\frac{s_l}{v_l} = \frac{s_p}{v_p} = \frac{s_t}{v_t} \qquad (4)$$

poměr rychlostí se tedy rovná poměru příslušných drah:

$$\frac{v_l}{v_t} = \frac{\left(R - \frac{a}{2}\right)}{R}; \frac{v_p}{v_t} = \frac{\left(R + \frac{a}{2}\right)}{R} \tag{5}$$

odtud lze určit obvodové a úhlové rychlosti:

$$v_l = v_t \frac{(R - \frac{a}{2})}{R}; v_p = v_t \frac{(R + \frac{a}{2})}{R} \tag{6}$$

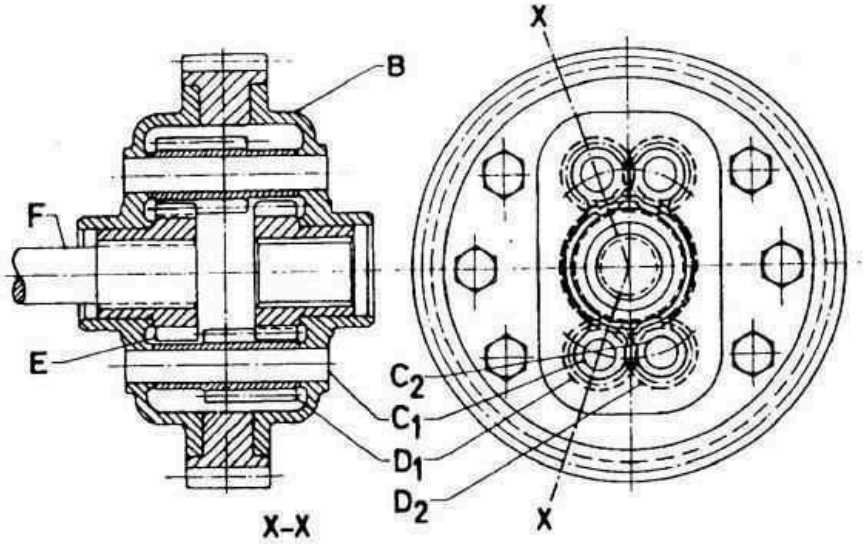
$$\omega_l = \frac{v_t}{r_{dyn}} \frac{\left(R - \frac{a}{2}\right)}{r_{dyn} R}; \omega_p = \frac{v_t}{r_{dyn}} \frac{\left(R + \frac{a}{2}\right)}{r_{dyn} R} \tag{7}$$

Úhlová rychlost středu nápravy se rovná aritmetickému průměru úhlových rychlostí obou kol:

$$\omega_t = \frac{\omega_l + \omega_p}{2} \tag{8}$$

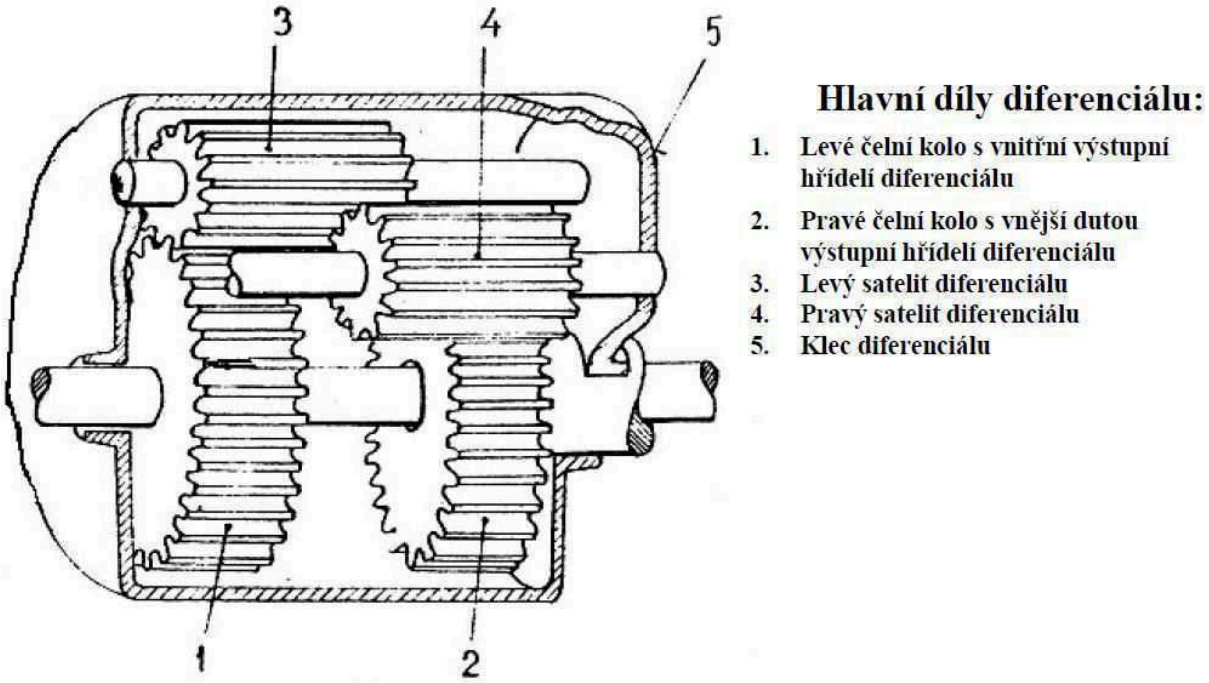
2.1 OTEVŘENÝ DIFERENCIÁL

Jedná se o diferenciál v jeho nejjednodušší formě. Používá se diferenciál s kuželovými koly (již byl princip a zástavba zmíněna v kapitole výše), nebo méně často diferenciál s čelními ozubenými koly. Také v tomto případě dochází k rozdělení hnacího momentu rovnoměrně na hnací hřídele s vozidlovými koly. Zástavba čelního diferenciálu se liší od diferenciálu kuželového tím, že satelity i planetová kola mají čelní ozubení. Otáčky i hnací moment se přenášejí z klece diferenciálu na čepy satelitů, satelity a planetová kola. Jeden satelit však není v záběru s oběma planetovými koly, ale polovinou délky zabírá jen s jedním planetovým kolem a druhou polovinou s druhým satelitem, který je teprve v záběru s druhým planetovým kolem. Jedině v tomto případě se mohou otáčky jednoho planetového kola zmenšovat vůči otáčkám klece diferenciálu při současném zvětšování otáček druhého planetového kola také vůči kleci diferenciálu. Pro vyvážení bývají v diferenciálu dva páry satelitů navzájem nastavené o 180º. Vlastnosti diferenciálu jsou dány jeho mechanickou účinností (ztrátami vznikajícími vzájemným pohybem jeho hlavních dílů ozubených kol)[16]. Nevýhodou otevřeného diferenciálu je velká mechanická účinnost (neboli také malá svornost) ústrojí diferenciálu, může tedy dělit točivý moment jen v poměru málo se lišícím od 1:1. Velká mechanická účinnost umožňuje snadné protáčení levého kola vůči pravému a naopak, což se projevuje nepříznivě při odskakování kol od vozovky, nebo při jízdě na kluzké vozovce. Z těchto důvodů se čelní diferenciál neobejde bez uzávěrky. Odskakování kol znamená, že kolo na chvíli ztratí všechen kontakt s vozovkou a hned vzápětí ho zase získá zpět, kvůli tomu vznikají rázy v zavěšení kol a může nastat i poškození celého zavěšení. Toto odskakování může být zapříčiněno moc měkkým uložením diferenciálu, popřípadě zavěšení. Čelní diferenciál se vyrábí jen zřídka, např. nákladní vozidla Tatra. [3]



Diferenciál s čelními koly: B – skříň nesoucí hnací (velké) čelní kolo a současně unášeč satelitů; C1, C2 – čepy satelitů; D1, D2 – satelity; E – centrální kolo; F – hnací hřídel nápravy

Obr. 21 Diferenciál s čelními ozubenými koly [14]

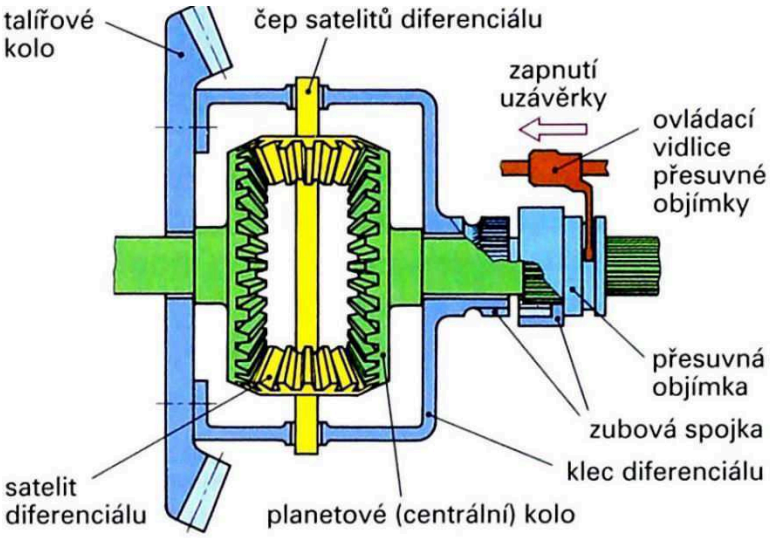


Obr. 22 Schéma čelního diferenciálu [4]

Otevřený diferenciál vždy převádí stejný točivý moment na obě kola. A v tomto tkví problém otevřených diferenciálů. Pokud vozidlo jede po suché vozovce, tak se problém otevřených diferenciálů ještě neprojevuje, protože obě kola mají dostatek trakce a díky tomu je točivý momenty, který působí na kola limitován jen výkonem motoru a zpřevodováním v převodovce a rozvodovce. Pokud bychom však vozidlem s otevřeným diferenciálem najeli na část silnice, kde by byly horší adhezní podmínky, tak by se nám mohlo jedno kolo začít protáčet a tím bychom ztratili potřebnou sílu pro pohyb vozidla. Diferenciál i v případě prokluzování jednoho kola stále rozděluje moment rovnoměrně na obě kola, takže hnací síla na neprokluzujícím kole nemůže být větší než na kole, které se protáčí. Největší možný přenesený moment se rovná momentu, který ještě nedokáže dané kolo protočit. Tato nevýhoda je možná postřehnout i u závodních aut s otevřeným diferenciálem. Když se jim při průjezdu zatáčkou odlehčí vnitřní kolo, tak najednou ztratí část výkonu a zpomalí. Další situace, kdy se otevřený diferenciál nehodí pro použití je ježdění s vozidly v těžkém terénu. V tomto případě by se vozidlo mohlo zaseknout například z toho důvodu, že by se jedno kolo ocitlo ve vzduchu a mohlo by se volně protáčet. Jelikož by i na druhém kole byl výsledný točivý moment velmi malý, tak by mohl být nedostatečný pro to, abychom se dostali z dané situace a prostě by vozidlo nemohlo samo z dané situace vyjet. Z tohoto důvodu se u terénních aut přidává možnost uzávěrky diferenciálu, tato možnost bude shrnuta v další kapitole. [14][17]

2.2 DIFERENCIÁL S UZÁVĚRKOU

V předešlé kapitole už byl nastíněn problém otevřených diferenciálů, a to, když jedno kolo najede na kluzký povrch, popřípadě při jízdě v obtížném terénu, tak se začne protáčet. Kvůli tomu se výrazně sníží točivý moment a auto nemusí být schopno pohybu. Tento problém však má vcelku jednoduché řešení, uzávěr diferenciálu. Uzávěr diferenciálu napevno spojí obě hnací hřídele a ty se otáčejí stejnou úhlovou rychlostí s klecí diferenciálu jako kdyby byla obě kola na jedné společné ose. Tento typ diferenciálů se montuje především do off-road automobilů. Uzávěr diferenciálu je možno spustit buď manuálně, nebo se o to může starat elektronika, která snímá otáčky obou kol a vyhodnocuje situace, zdali by bylo uzavření diferenciálu přínosné. Jakmile je překonána nerovnost, popřípadě kluzký povrch, tak je nutné uzávěr diferenciálu ihned vypnout, jinak by mohlo nastat poškození převodovky, pneumatik a snížení bezpečnosti za jízdy vlivem rázů, které vznikají, když každé kolo opisuje jinou dráhu.



Obr. 23 Schéma kuželového diferenciálu s mechanickou uzávěrkou [4]

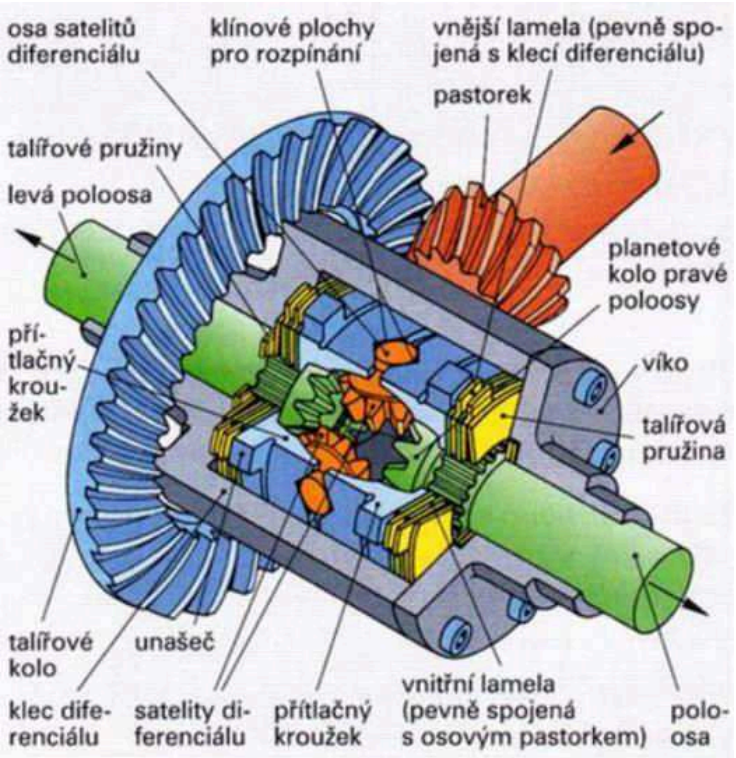
Na obr. 9 můžeme vidět možné provedení uzávěrky diferenciálu pomocí mechanické zubové spojky. Zubová řadící spojka spojí pravé centrální (planetové) kolo s klecí a tím vyřadí diferenciální soukolí z činnosti. Zubová spojka je na hřídeli zajištěna v drážkovém spoji, takže nemůže dojít ke vzájemnému natočení hnacího hřídele a spojky. [14]

2.3 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL

Protože stálé zapínání a vypínání uzávěrky diferenciálu komplikuje ovládání samotného vozidla, tak se používají diferenciály se samočinným uzavíráním tzv. samosvorné diferenciály. Může se také nazývat jako diferenciál s omezeným prokluzem. Samosvorný diferenciál je zařízení, které umožňuje efektivnější a rychlejší průjezd zatáčkou. Princip tohoto druhu diferenciálu spočívá ve zvýšení tření v samotném diferenciálu. [14][18]

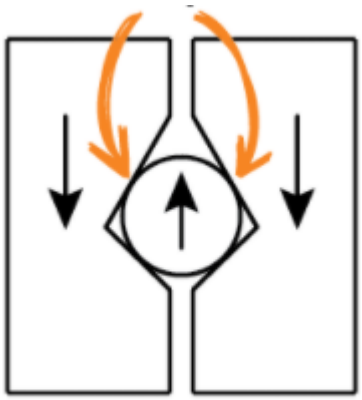
2.3.1 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL S LAMELOVÝMI SPOJKAMI

Jedná se o nejběžněji používaný typ samosvorného diferenciálu. Skládá se ze stejných dílu, jako diferenciál otevřený, s tím, že je do něj přidána sada lamelových spojek a talířových pružin. Dané lamelové spojky se skládají ze dvou druhů desek. První typ jsou třecí desky, které jsou uchyceny v drážkování na hnací hřídeli. Druhý typ jsou ocelové (popř. také třecí desky), které jsou uchyceny v kleci diferenciálu. Talířové pružiny se přidávají kvůli vytvoření předpětí na planetová kola a také pro vytvoření normálové síly v lamelových spojkách. Pokud se začne jedno kolo protáčet, tak by axiální síly v ozubení způsobily větší přítlačné síly ve spojkách a díky tomu, že jsou spojky upevněny v kleci a na hřídeli se vyrovnají otáčky hnacích hřídelí a klece diferenciálu. Na obr. 10 můžeme vidět schéma samosvorného diferenciálu s lamelovými spojkami.



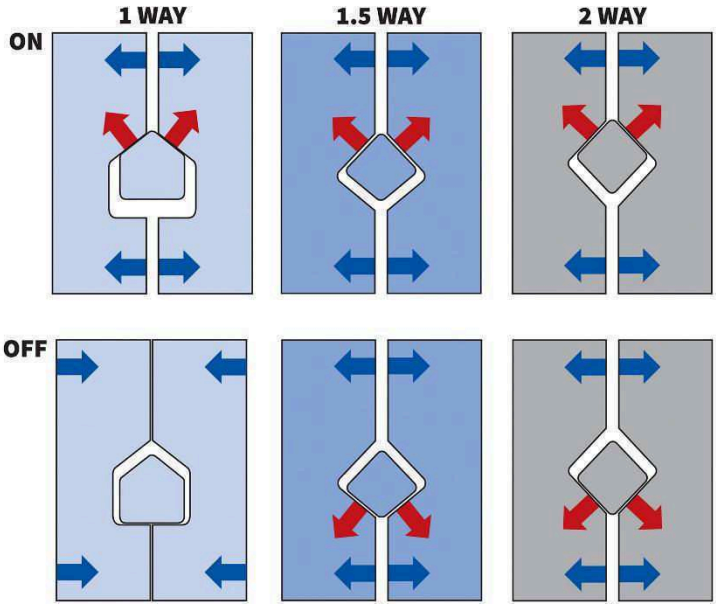
Obr. 24 Schéma samosvorného diferenciálu s lamelovými spojkami [19]

Další síla, která přitlačuje lamely k sobě vzniká pomocí umístění hřídele, na které jsou satelity diferenciálu. Můžeme vidět na obr. 11. Síly přenášené z klece diferenciálu způsobí, že se hřídel vtlačuje mezi přítlačné kroužky a ty poté dále tlačí na lamely, ve kterých vzniká větší třecí síla. Efektivita se zvětšuje s rostoucím úhlem u přítlačných desek. Úhly se pohybují v rozmezí od 0º až do 60º. Jednotlivé druhy se taky rozdělují podle potřebného točivého momentu na aktivaci daného efektu. Tyto hodnoty také rostou od 0 Nm třeba až do 150 Nm, záleží na použití.



Obr. 25 Vznik přítlačných sil [20]

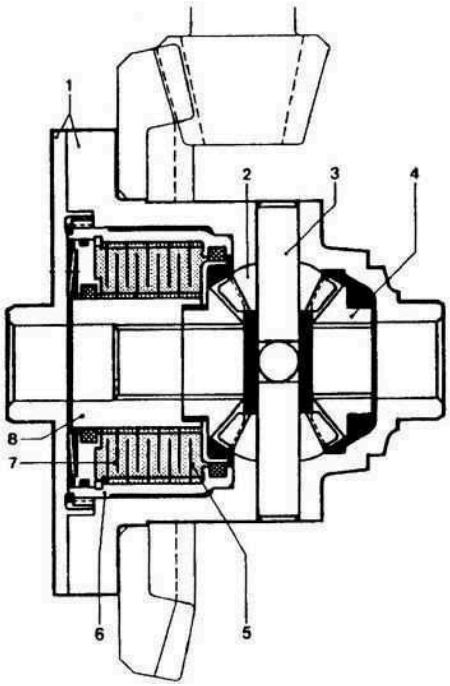
Samosvorné diferenciály s lamelovými spojkami můžeme také rozlišovat dle toho v jakém směru dokáže hřídel satelitů tlačit na lamely, jak můžeme vidět na následujícím obr. 27. První provedení je jednocestné, kdy vzniká síla rozepřením pouze při akceleraci. U dalšího provedení vznikají rozpěrné síly částečně i při deceleraci. Od dvoucestného se liší jen rozdílem vzniklých sil při akceleraci nebo deceleraci. U posledního dvoucestného provedení můžou vznikat shodné síly při akceleraci i deceleraci. Decelerací je myšleno jen ubrání plynu při zařazené rychlosti, a ne zpomalování pomocí brzd.



Obr. 26 Různá provedení diferenciálu s lamelovými spojkami [21]

2.3.2 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL S VISKÓZNÍ SPOJKOU

Další typ samosvorného diferenciálu je klasický diferenciál doplněný o viskózní lamelovou spojku, která je spojena s klecí diferenciálu. Viskózní spojka se skládá z vnitřních lamel (jsou upevněny na hřídeli) a vnějších lamel (upevněny na kleci diferenciálu). Prostor mezi lamelami je vyplněn olejem s vysokou viskozitou. Při přímé jízdě není viskózní spojka aktivní. Při zatáčení se lamely mezi sebou pomalu natáčejí, ale pokud dojde k prokluzu jednoho kola, tak nastane vysoký rozdíl úhlových rychlostí lamel a jelikož jsou mezery vyplněny olejem s vysokou viskozitou, tak vznikne smyková síla, která způsobuje vyrovnání úhlových rychlostí. Tato smyková síla vzrůstá proporcionálně s rozdílem otáček levé a pravé hnací hřídele. Při normálním zatáčení je svorný účinek velmi malý, silně se uzavírá až při prokluzu kol. Konstrukční uspořádání daného typu samosvorného diferenciálu můžeme vidět na obr. 12. Výhodou tohoto typu je to, že lamely nejsou v kontaktu a jsou umístěny v oleji, díky tomu se neopotřebovávají a není potřeba častá údržba. Tento typ diferenciálu se používá nejčastěji ve vozidlech s pohonem všech kol jako mezinápravový diferenciál. [14]

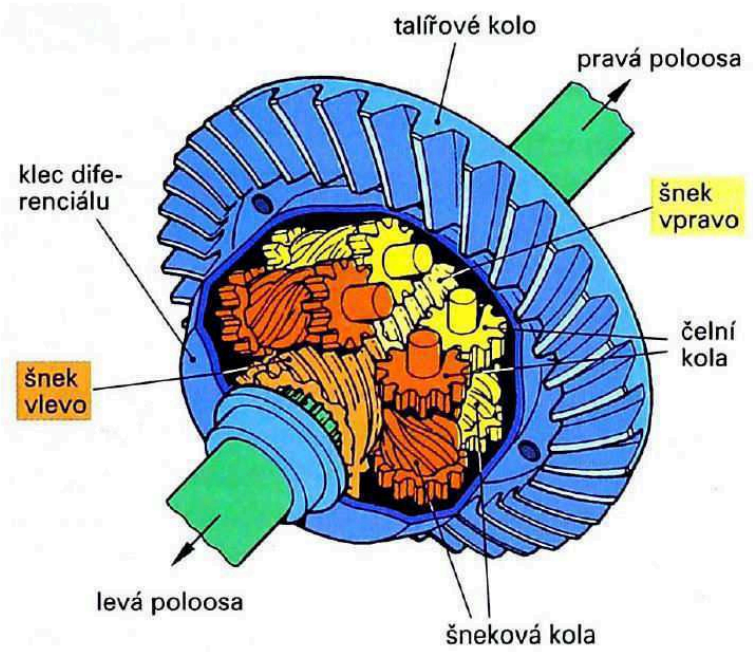


Samosvorný viskózní diferenciál ZF: 1 – skříň diferenciálu; 2 – satelity; 3 – čep satelitů; 4 – planetová kola; 5 – vnější lamely; 6 – unášeč vnějších lamel (spojený se skříní 1); 7 – vnitřni lamely; 8 – unášeč vnitřních lamel (spojený s planetovým kolem)

Obr. 27 Samosvorný diferenciál ZF s viskózní lamelovou spojkou [14]

2.3.3 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL TORSEN

Pojmenování Torsen znamená citlivý na točivý moment. Velikost třecího momentu diferenciálu je závislý na velikosti vstupního momentu do diferenciálu. Tím je jeho svorný účinek (daný vnitřním třením) větší. Na obr. 13 můžeme vidět, že diferenciál Torsen má jinou zástavbu než běžný otevřený diferenciál, či diferenciály s lamelovými spojkami. Nenachází se v něm žádná planetová kola, ani satelity. Skládá se ze šnekových kol, které jsou uloženy pomocí hřídelí do klece diferenciálu (celkem 3 páry dohromady), dále z ozubených kol čelních, které jsou na stejné hřídeli jako kola šneková, a nakonec ze šneků, které se nachází na hnacích hřídelích. Rotační pohyb šneku vůči hřídeli je vymezen pomocí drážkování na hřídeli a šneku, axiální posuv je vymezen klecí diferenciálu. Princip samosvornosti tohoto uspořádání vychází z funkce šnekového soukolí, šnek může otáčet se šnekovými koly, ale šneková kola se šnekem nemohou. Při přímé jízdě šneková kola tlačí do šneků a tím, že s nimi nemůžou otočit se diferenciál zablokuje, díky tomu obě hnací hřídele rotují stejnou úhlovou rychlostí jako klec diferenciálu. Pokud ovšem vozidlo začne zatáčet, tak se jedna hnací hřídel otáčí rychleji než druhá. Kvůli tomu se točí i šnek, který roztáčí šneková kola a čelní ozubené kola, která jsou v záběru s ozubenými koly na druhém šnekovém kole. Šneková kola se točí proti sobě, proto je možné, aby se hnací hřídele a kola točila různými rychlostmi v zatáčce. Vnitřní kolo se točí pomaleji přesně o stejnou hodnotu, jako se vnější kolo točí rychleji. V případě, kdy by jedno kolo proklouzlo se diferenciál okamžitě zamkne z toho důvodu, že šnekové kolo nemůže pootočit se šnekem. Hnací hřídele rotují společně s klecí diferenciálu. U samosvorných diferenciálů s lamelovými spojkami (popř. viskózní spojkou) nastává prokluz před semknutím diferenciálu, ale u diferenciálu Torsen nastává uzamknutí ihned, ještě před proklouznutím kola. Výhody tohoto typu jsou: nízká hlučnost a téměř žádná nutnost údržby. V současnosti tento druh diferenciálu používá nejvíce koncern Volkswagen do svých velkým SUV (sportovně užitkových vozů). [18][22]



Obr. 28 Samosvorný diferenciál Torsen typ A [4]

Existuje více druhů samosvorného diferenciálu Torsen, na předešlé straně byl popis typu A. Následně chci ukázat další dva hlavní typy (poté existuje ještě mnoho variant těchto tří typů). Na obr. 14 můžeme vidět uspořádání diferenciálu Torsen typu B (neboli T-2R). Typ B používá šroubovitá kola, která jsou umístěna rovnoběžně se šnekem. U tohoto provedení vzniká menší tření mezi koly a také menší hlučnost než u typu A. Díky tomu se hodí pro použití i na přední nápravě, kde je rozdíl v zatížení kol typicky menší než na nápravě zadní. Typ B je nejběžněji používaný diferenciál Torsen v moderních vozidlech. [23]

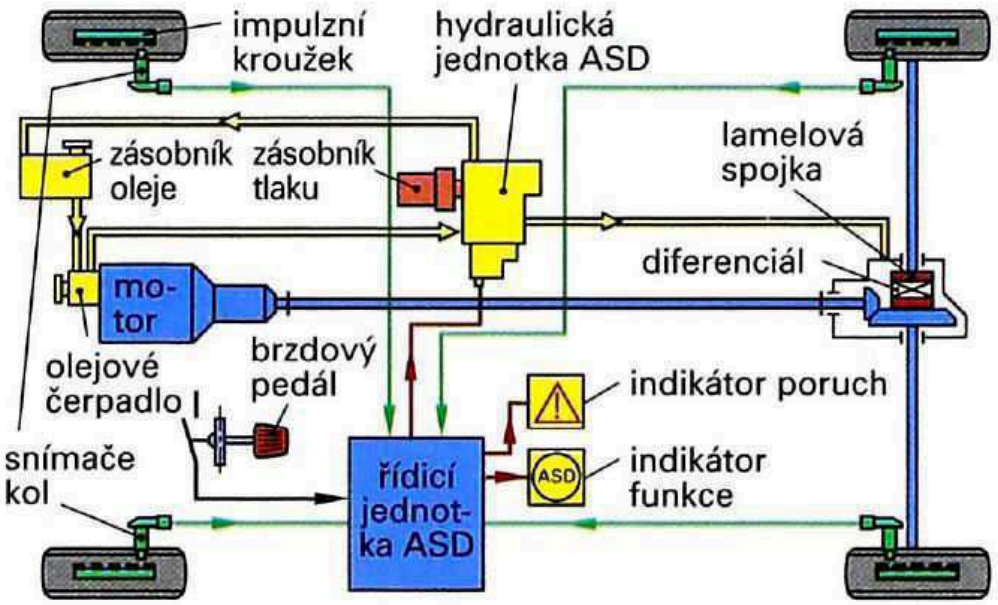
Obr. 29 Samosvorný diferenciál Torsen typ B [23]

Posledním typem diferenciálu Torsen je typ C (T-3). Používá se hlavně jako mezinápravový diferenciál u větších vozidel s pohonem všech kol. Šnek a šneková kola jsou umístěna v planetovém stylu. Díky danému uspořádání je možné rozdělení točivého momentu v různém poměru na přední a zadní nápravu. [23]

Obr. 30 Samosvorný diferenciál Torsen typ C [23]

2.3.4 SAMOČINNÝ SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL ASD

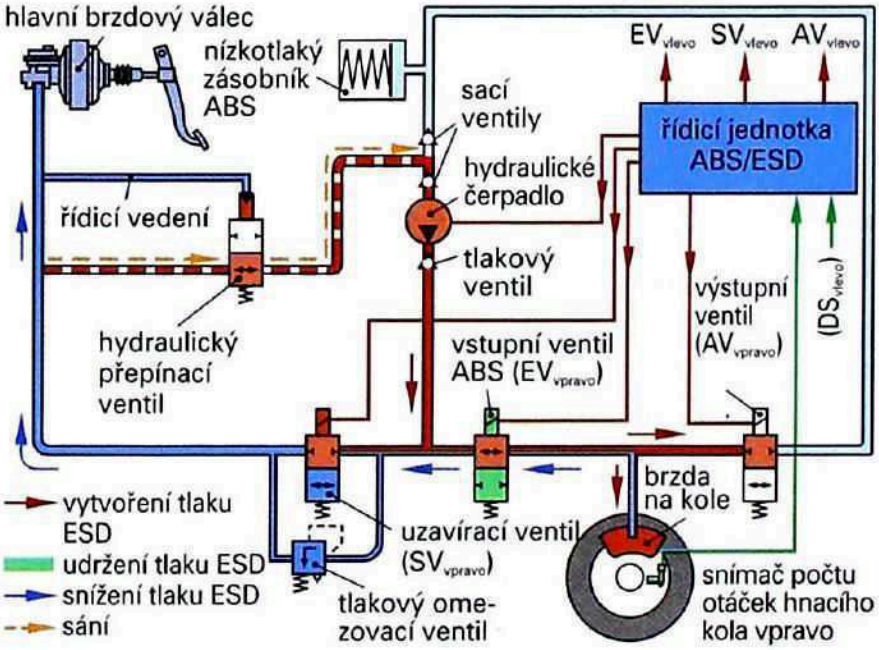
Zkratka vyplývá z anglického Automatic Slip Control Differential, nebo německého Automatisches Sperr-Differential. Zabraňuje proklouznutí kol při rozjezdech a v nízkých rychlostech. Jeho rychlost spuštění je téměř okamžitá. Diferenciál se skládá z klasického diferenciálního soukolí, lamelové spojky a hydraulického válce. Řídící jednotka porovnává pomocí snímačů poháněných a nepoháněných kol jejich rychlosti. Otáčí-li se některé z hnacích kol rychleji než nepoháněná kola, automaticky se aktivuje uzávěrka diferenciálu tak, že spustí hydraulická jednotka ASD. Tlaková kapalina působí na radiální váleček a táhne oba pastorky pohonu kol ven, čímž se zvyšuje přítlačná síla na lamely a diferenciál se stoprocentně uzavře. Toto uzavírání se koná jen při rychlostech do 35 km/h. při vyšších rychlostech, nebo brždění není uzávěrka aktivní, aby nebyly zhoršené ovládací vlastnosti vozidla. Při těchto rychlostech působí lamelové spojky jako samosvorný diferenciál s pevně stanovenou uzavírací hodnotou. Řídící jednotka obsahuje i systém, který pomocí příslušné kontrolky informuje řidiče o činnosti systému ASD, nebo jeho poruše. Systém se samočinně vypíná při brždění, aby nedocházelo jeho funkcí k negativnímu ovlivňování ABS. Tento systém byl vyvinut firmou Mercedes-Benz. [4]



Obr. 31 Schéma samosvorného diferenciálu ASD [4]

2.3.5 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL S ELEKTRONICKOU UZÁVĚRKOU ESD

Princip činnosti tohoto typu diferenciálu spočívá v tom, že řídící jednotka zaznamenává rychlosti otáčení kol na hnací nápravě a v případě, že jedno kolo prokluzuje, tak bude přibrzděno a díky tomu půjde více točivého momentu na druhé kolo, kvůli tomu že klade menší odpor vůči otáčení. Systém ESD se používá při rozjezdu a je kombinovaný se systémem ABS a zahrnuje hydraulické a elektrické řízení. Systém má ale také rychlostní limit, do kterého je použit a to je 40 km/h.



Obr. 32 Schéma brzdového okruhu hnacího kola [4]

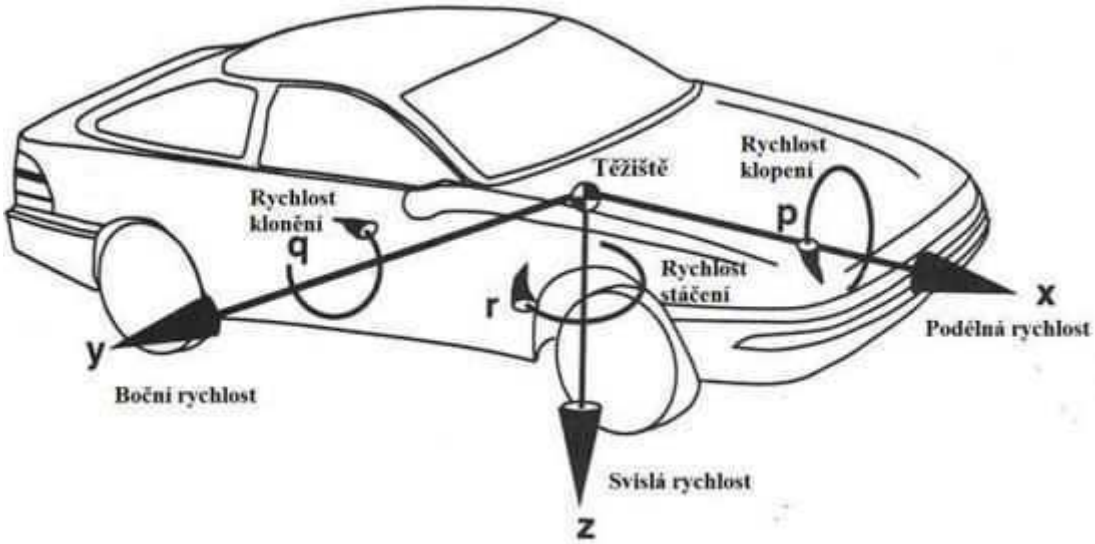
3 DYNAMIKA VOZIDLA V PŘÍČNÉM A PODÉLNÉM SMĚRU

V této kapitole budou probrány základní pojmy z dynamiky vozidel nutné pro následující popsání a pochopení funkce vektorování točivého momentu na vozidlech.

Dynamika vozidel, jak již vyplívá z názvu, se zabývá vznikem sil a momentů, které působí na vozidlo a následným popsáním účinků těchto sil a momentů na vozidlo pomocí Newtonových pohybových zákonů. Všechny tyto síly vznikají v kontaktu vozidla s vozovkou. K tomuto kontaktu dochází jen na kontaktních plochách pneumatik, kde každá z nich není většinou větší než plocha lidské dlaně. Z tohoto důvodu je nutné pochopení vzniku ať už podélných, nebo příčných sil v kontaktní ploše, protože právě přes pneumatiky se převádí všechny síly vzniklé ve vozidle, tím je myšleno hnací, či brzdící a také síly na ovládání vozidla z volantu dle úkonů řidiče.

3.1 SOUŘADNICOVÝ SYSTÉM VOZIDLA

Na začátek bych uvedl souřadnicový systém vozidla používaný pro popsání pohybu vozidla jako celku. Můžeme jej vidět na obr. 34. Tento souřadnicový systém se pohybuje zároveň s vozidlem a také se s ním natáčí, jedná se o pravotočivý souřadný systém a všechny setrvačnosti vůči osám tohoto systému jsou brány jako konstanty. Počátek tohoto souřadnicového sytému je v těžišti vozidla. Osa x je horizontální a kladný směr je dopředu ve směru pohybu, osa x se nachází také v podélné rovině symetrie vozidla. Osa y je horizontální, směřuje do pravé strany z pohledu řidiče a svírá s osou x úhel 90º. Osa z je kolmá na dvě předešlé osy, je vertikální a kladný směr míří dolů. [24]



Obr. 33 Souřadnicový systém vozidla [25]

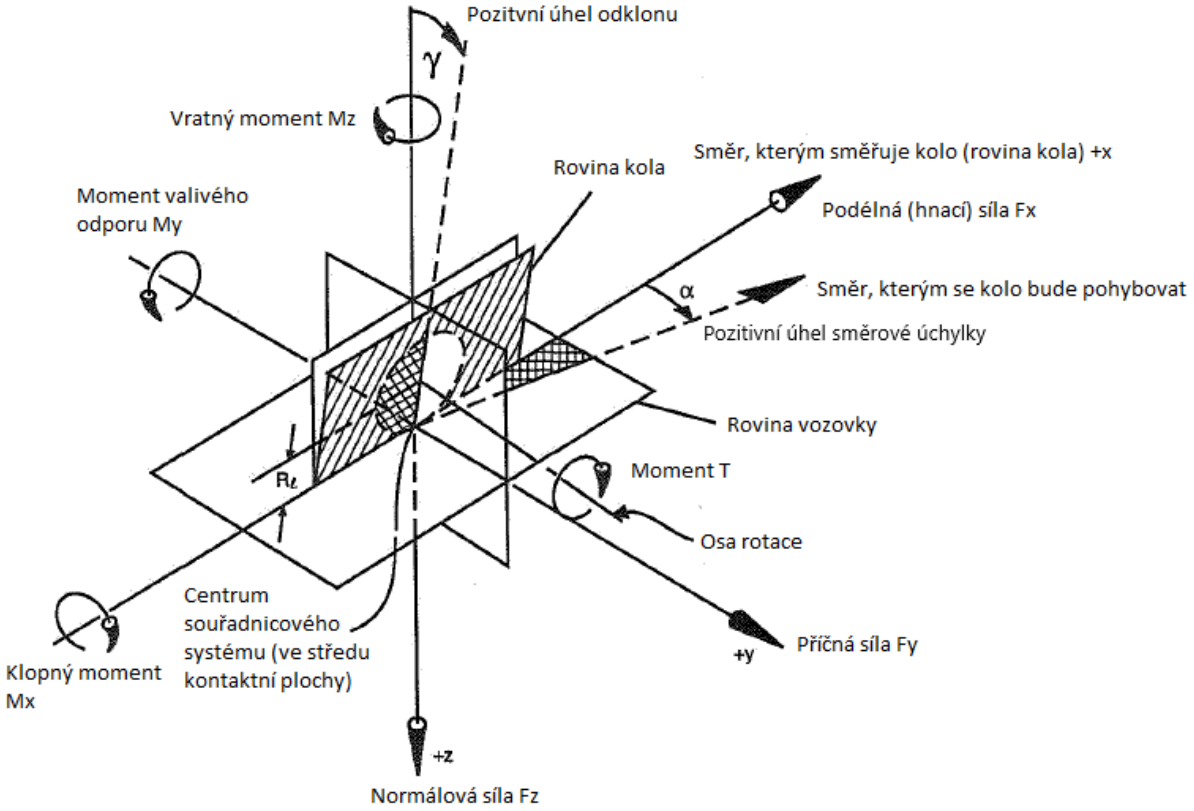
Podle těchto os můžeme popsat rychlosti daného vozidla. V ose x směřuje podélná rychlost a rotace kolem osy x rychlost klopení, která se vyskytuje při průjezdu vozidla zatáčkou. Boční, neboli příčná rychlost je v ose y a rotace kolem osy y je rychlost klonění vozidla, která je přitomna při brzdění a akceleraci. Rychlost v ose z je svislá rychlost, která se vyskytuje při přejezdu nerovností a důležitá je rychlost rotace kolem osy z, což je rychlost stáčení vozidla v zatáčce.

Jelikož je tato práce soustředěna na funkci vektorování točivého momentu od motoru, která nám pomáhá se stáčením vozidla v zatáččce pomocí rozdílných trakčních sil na vnějších a

vnitřních kolech, tak v dalším popisu dynamiky bude hlavně popisována rychlost stáčení vozidla a příčné a podélné síly. Dynamika vozidel je velmi obsáhlé téma které přesahuje obsah této práce a kdyby měl čtenář zájem o další informace z téma dynamiky vozidel, tak je vhodné využít literaturu ze které tato práce čerpala, hlavně[24][26][27].

3.2 SOUŘADNICOVÝ SYSTÉM PNEUMATIKY

Na obr. 35 můžeme vidět souřadnicový systém pneumatiky dle SAE, dále pak síly a momenty, které na pneumatiku působí. Daný souřadnicový systém má počátek v centru kontaktní plochy pneumatiky. Osa z prochází počátkem a je kolmá na rovinu vozovky. Osa x je průsečík roviny kola s s rovinou vozovky. Osa y je kolmá na předešlé osy a leží v rovině vozovky. Úhel mezní úchylky je kladný pokud kolo klouže doprava, to znamená záporné zatočení kol a to je doleva. [24]



Obr. 34 Souřadnicový systém pneumatiky [24]

Nyní bude následovat popis jednotlivých sil a momentů působících na kolo a následně popis možných nastavení a natočení pneumatiky kolem jednotlivých os pro nejlepší možnou schopnost přenosu sil.

3.3 SÍLY A MOMENTY PŮSOBÍCÍ NA PNEUMATIKU

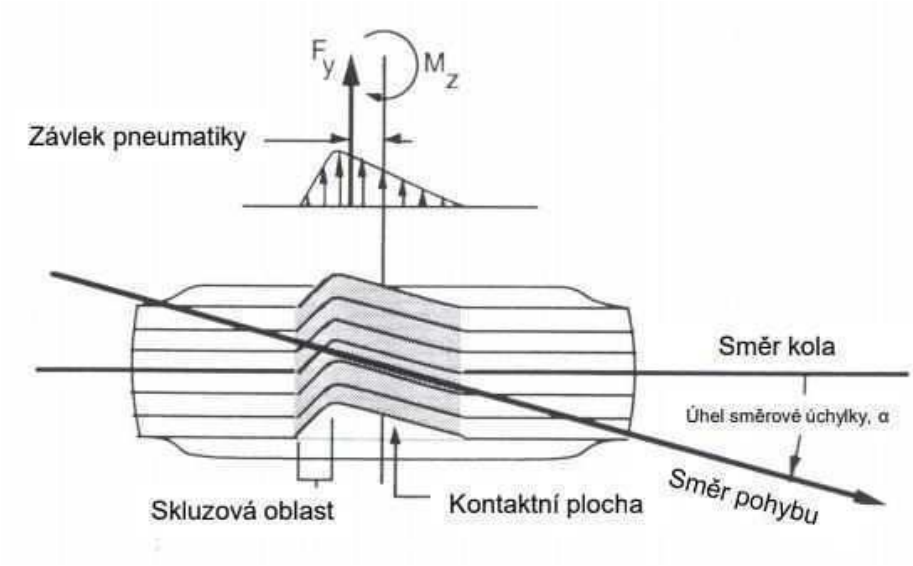
3.3.1 NORMÁLOVÁ SÍLA F_Z

Všechny síly a momenty z pneumatiky jsou funkcí zatížení. Pro určitý typ pneumatik normálová síla určuje velikosti dostupných sil, které je pneumatika schopna přenést, pokud na vozidlo působí zrychlení podélné nebo příčné. Normálová síla F_z a její reakce F_{zr} se také vyskytuje v momentu M_x a M_y, jak uvidíme později. Síla F_z nabývá na velikosti tíhou vozidla a také aerodynamickými silami, které na vozidlo působí při pohybu. Aerodynamické síly ale mají větší vliv až při vyšších rychlostech, protože se jejich velikost zvyšuje úměrně s druhou mocninou rychlosti. [24][26][27]

3.3.2 PŘÍČNÁ SÍLA F_Y

Horizontální síly v pneumatice se generují díky deformaci pneumatiky. Boční síla se tvoří za pomocí dvou metod, první je díky úhlu směrové úchylky a druhá je kvůli odklonu kola, druhá možnost bude rozebrána až u odklonu kola. Na obr. 36 můžeme vidět princip generace boční síly kvůli deformaci pneumatiky a také směrové úchylce. Směrová úchylka α vzniká kvůli rozdílným směrům, kam je pneumatika natočená a kam pneumatika reálně jede, dá se vypočítat i z poměru příčné a podélné rychlosti. Boční sílu je možné tedy vyvinout jen pokud se úhel směrové úchylky nerovná nule. Můžeme vidět, že se deformace postupně zvětšuje a díky tomu nám vzrůstá i boční síla. Výsledná síla nahrazující celý silový účinek nepůsobí přímo ve středu kontaktní plochy, ale je posunuta mírně dozadu, čímž vzniká závlek pneumatiky a boční síla vytváří moment okolo osy z M_z, tento moment bude probrán dále. [24][26][27]

$$\tan(\alpha) = \frac{v_x}{v_y} \qquad (9)$$

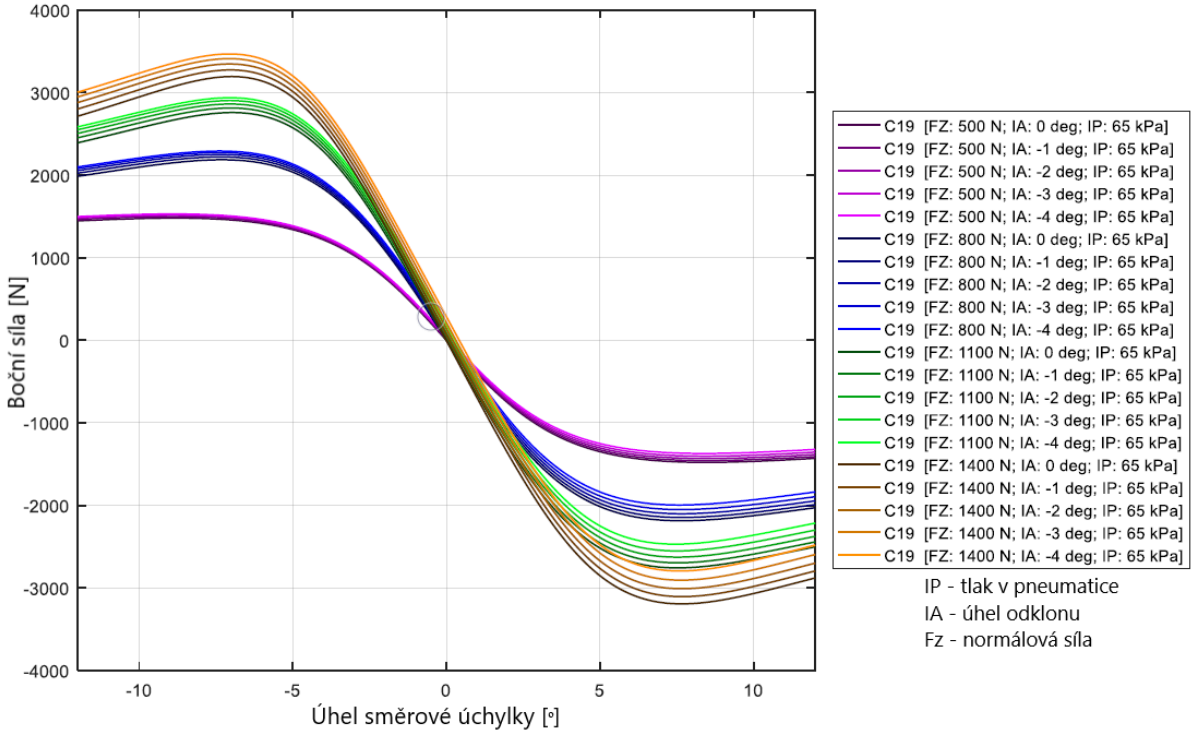


Obr. 35 Vznik boční síly v kontaktu pneumatiky s vozovkou [28]

Na obr. 37 můžeme vidět závislost boční síly na úhlu směrové úchylky. V první části je tato závislost lineární a směrnici této přímky nazýváme směrová tuhost pneumatiky C_α. Jednotka je Newton na stupeň směrové úchylky. Poté můžeme vyjádřit boční sílu dle vztahu:

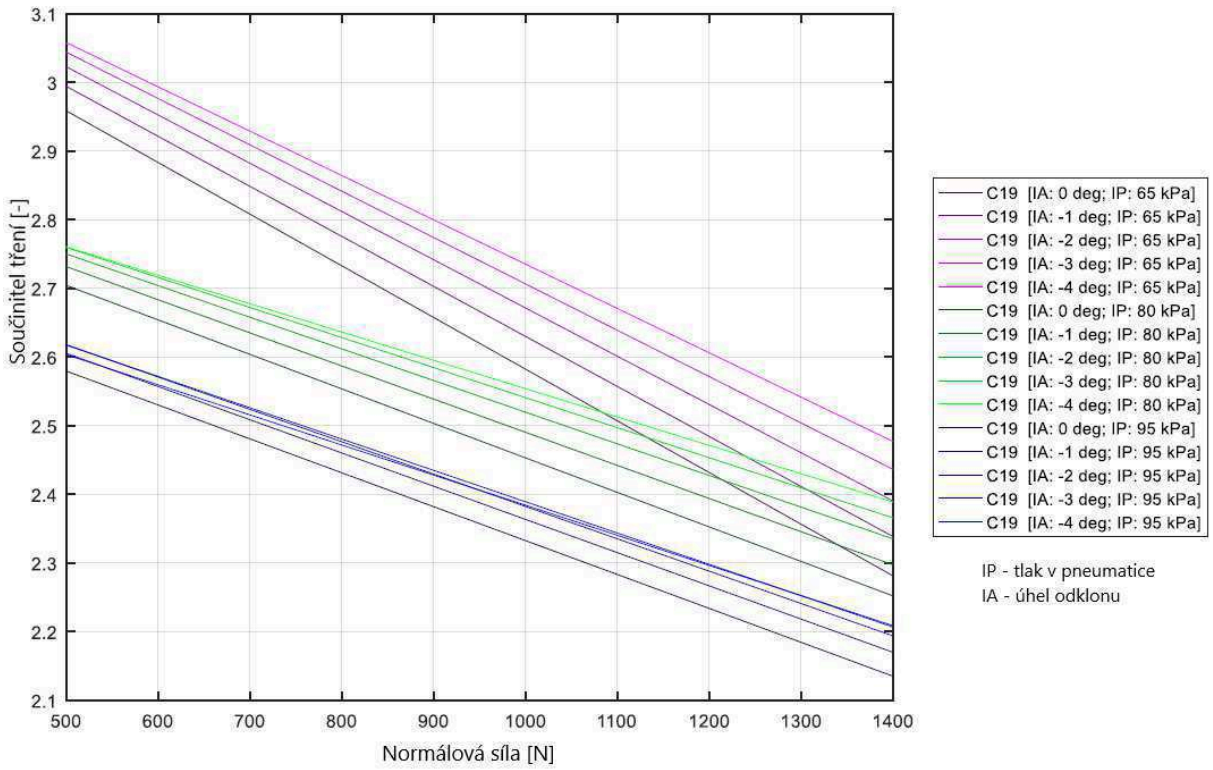
$$F_y = C_\alpha \cdot \alpha \qquad (10)$$

V dalších částech již závislost lineární není, takže není možné ji matematicky popsat, pro každý typ pneumatiky se může nacházet největší hodnota boční síly při jiné velikosti úhlu směrové úchylky, závisí to na stavbě a chemickém složení dané pneumatiky.



Obr. 36 Závislost boční síly na směrové úchylce [29]

Dále z obr. 37 je viditelné, že se zvyšující se zátěží na kole neroste velikost boční síly úměrně. Tomuto jevu se říká citlivost pneumatiky na zatížení. Kvůli vzrůstající síle v normálovém směru se totiž zmenšuje koeficient tření, takže se boční síla nemůže zvyšovat lineárně s velikostí síly F_z. Tento jev můžeme vidět na obr. 38.



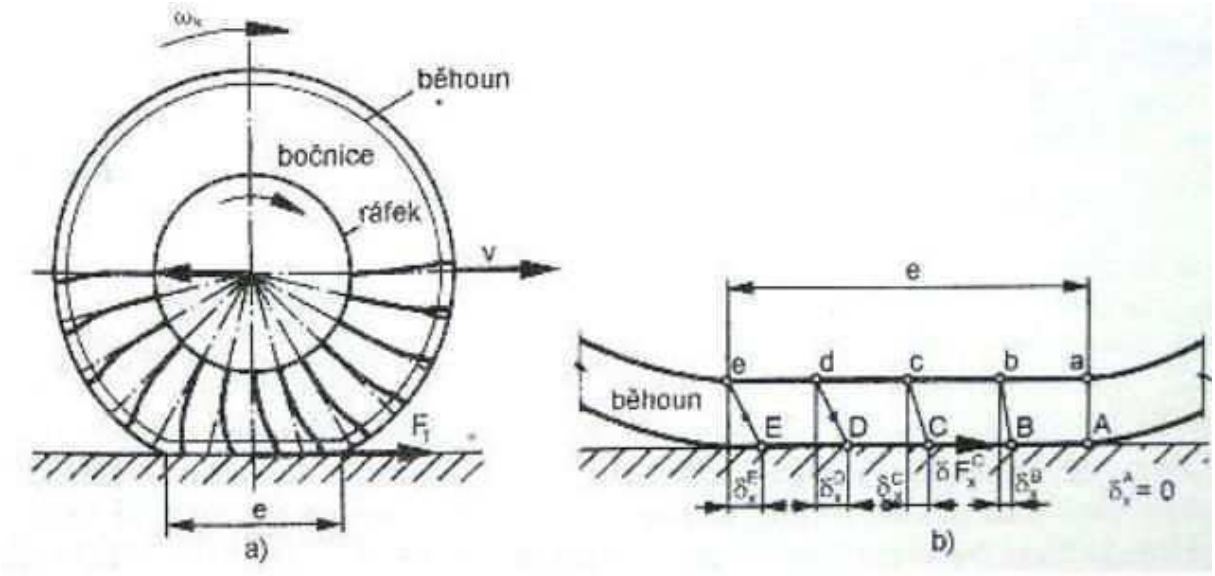
Obr. 37 Závislost součinitele tření na normálové síle [29]

3.3.3 PODÉLNÁ SÍLA F_X

Podobně jako příčná síla se i podélná síla v kontaktu pneumatiky s vozovkou generuje pomocí deformace, jak můžeme vidět na obr. 39. V tomto případě je zobrazeno zrychlení, v případě brzdění by byla deformace prohnuta na opačnou stranu. V případě, když je na pneumatiku přiveden moment, který působí kolem osy rotace, tak se obvodová rychlost pneumatiky liší od rychlosti středu kola. Tím nám vzniká poměrný skluz K:

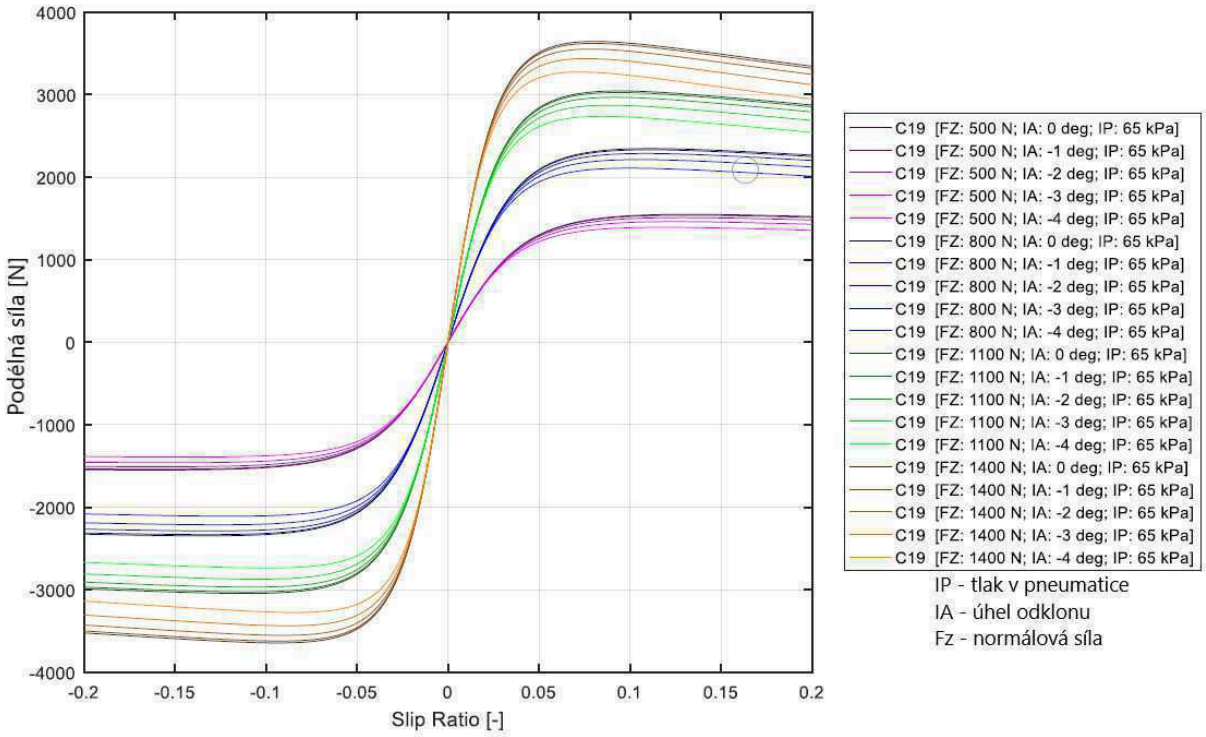
$$K = -\frac{v_x - \Omega \cdot r_e}{v_x} \qquad (11)$$

Kde v_x je rychlost středu kola, Ω je úhlová rychlost a r_e je efektivní poloměr kola. Výsledná hodnota podélného skluzu může nabývat kladných i záporných hodnot. Záporná hodnota značí brzdění a kladná hodnota zrychlení. Tím nám potom výsledné podélné síly budou vycházet kladné pro akceleraci a záporné pro brzdění. [24][26][27]



Obr. 39 Vznik skluzu při akceleraci [30]

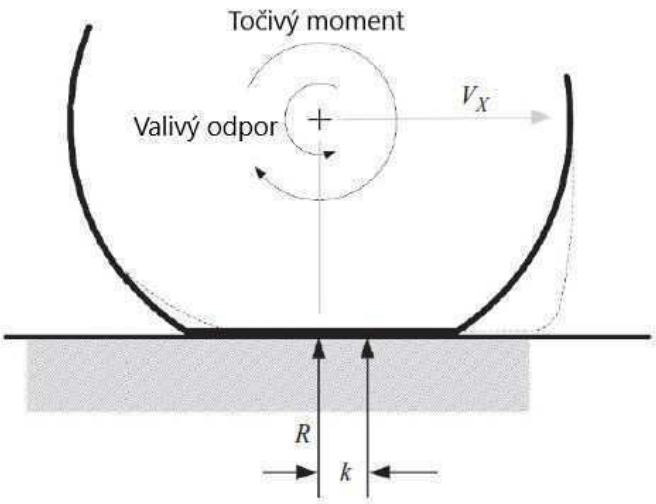
Velikost výsledné podélné síly přímo závisí na skluzu, ale taky na vlastnostech pneumatiky. V případě že by výsledná síla byla velká může nastat prokluz kol, ať už při akceleraci nebo při brzdění. V takovém případě se podélný skluz rovná jedné a výsledná síla závisí pouze na koeficientu tření a normálové síle. Závislost podélné síly na skluzu můžeme vidět na obr. 40. Pneumatika nemusí být symetrická.



Obr. 40 Závislost podélné síly na skluzu [29]

3.3.4 MOMENT VALIVÉHO ODPORU M_Y

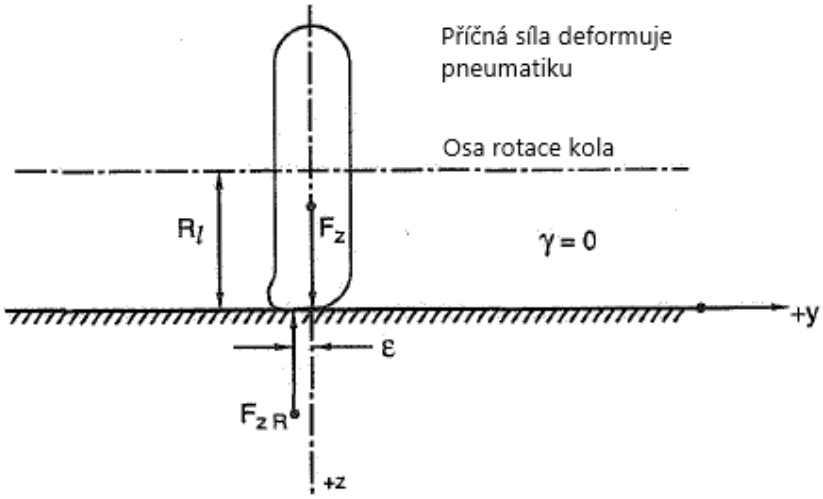
I pokud není dané kolo poháněno je stále tvořen moment, který působí proti rotaci kola. Vznik tohoto momentu můžeme vidět na obr. 41. Pneumatika se při kontaktu deformuje (tečkovaná čára) a výsledná kontaktní plocha se posunuje mírně dopředu. Tím nám vzniká rameno, na kterém působí reakční síla na normálovou sílu od zatížení vozidla. Tento výsledný valivý odpor závisí na mnoha faktorech, například: zatížení, tlaku v pneumatice, rychlosti, teplotě atd. tento odpor vzniká také důsledkem směrové úchylky, protože se pneumatika v podstatě mírně smýká bokem při průjezdu zatáčkou. [24][26][27]



Obr. 41 Vznik valivého odporu [27]

3.3.5 KLOPNÝ MOMENT M_X

Moment kolem osy x vzniká působením příčné síly na pneumatiku, ta se tímto působením deformuje a dochází k posunu působiště reakční síly F_{zr}, tímto vyosením vznikne klopný moment M_x, jak můžeme vidět na obr. 42. Další možnost vzniku klopného momentu je, když se odklon kola nebude rovnat nula stupňů, v tom případě bude moment působit i při přímé jízdě. [24][26][27]



Obr. 42 Vznik klopného momentu M_x [24]

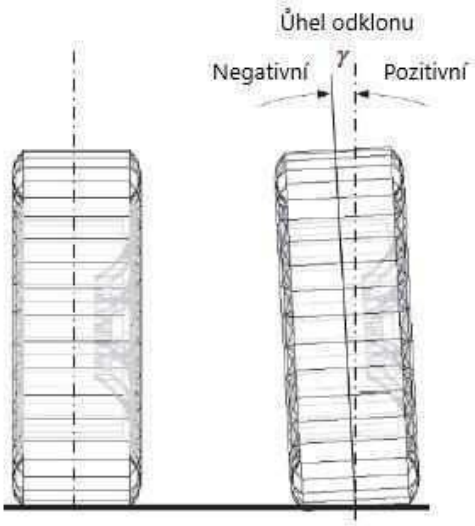
3.3.6 VRATNÝ MOMENT M_Z

Vratný moment byl již částečně zmíněn v kapitole o příčné síle. Jeho generaci můžeme vidět na obr. 36 vlivem toho, že příčná síla nepůsobí přímo ve středu kola. Vratný moment způsobuje navracení kola do směru, kam reálně putuje, to znamená že se snaží zmenšovat směrovou úchylku kola. Ovšem v případě, že směrová úchylka překročila limit nám může způsobit tento moment ještě větší stáčení kola. Tento jev nastane v případě, kdy je kolo natočeno tolik, že se působiště příčné síly přesune před osu, kolem které se kolo natáčí. Tento moment také vzniká z geometrie zavěšení kola, a to konkrétně závisí na poloměru rejdu, který bude probrán v další části. [24][26][27]

3.4 ÚHLY NASTAVENÍ GEOMETRIE KOLA

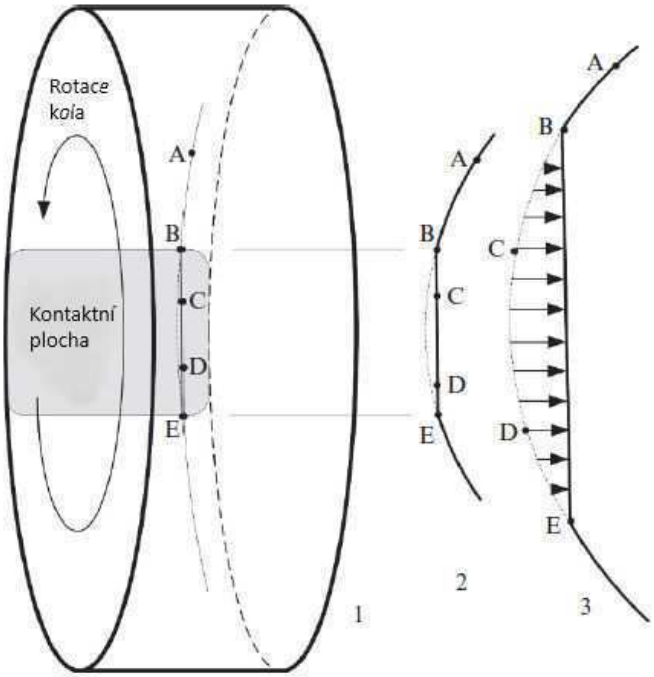
3.4.1 ODKLON

Úhel odklonu znamená, že je rovina kola nahnuta od vertikální osy o určitý úhel, jak je vidět z obr. 43. Negativní úhel odklonu se bere, když je kolo nahnuto dovnitř z pohledu zezadu na vozidlo, platí to pro obě strany stejně. Kladný úhel nastává, když je kolo nahnuto ven z vozidla. Ve vozidlech pro běžný provoz se tento úhel rovná přibližně nule, a to z důvodu rovnoměrného opotřebení pneumatik. V závodních vozech se používá negativní hodnota z toho důvodu, že zvyšuje příčnou sílu generovanou v kontaktní ploše. Tuto skutečnost můžeme vidět z dat v obr. 37. Při průjezdu zatáčkou se celé vozidlo nakloní a vnější kola mají tendenci se naklánět do pozitivního odklonu, který je nežádoucí. Proto se používá nastavení s negativním statickým odklonem. [24][26][27]



Obr. 43 Odklon kola [27]

Toto nastavení také ale způsobuje vznik příčné síly právě vlivem naklonění. Tato vzniklá síla je například hlavní vodící síla, kterou je ovládán motocykl. Princip generování této síly je vidět na následujícím obr. 44. Tento obrázek popisuje trajektorii jednoho bodu při průchodu kontaktní plochou. Při začátku se nachází v bodě B a dále by se normálně chtěl pohybovat po kružnici, ale tím že je již v kontaktu se pohybuje po přímce. Kvůli tomu vzniká v pneumatice deformace a vznikne nám příčná síla naznačená na obr. 44. [24][26][27]



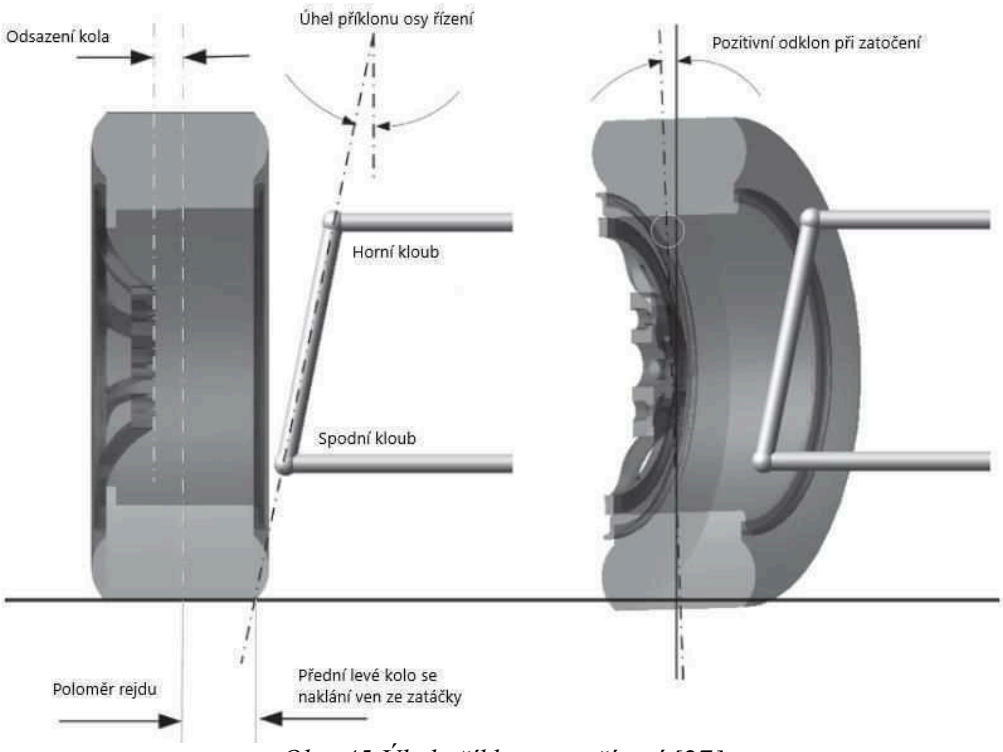
Obr. 44 Vznik příčné síly vlivem odklonu kola [27]

3.4.2 ÚHEL PŘÍKLONU OSY ŘÍZENÍ

Ve vozidlech většinou není možné ze zástavbových důvodů mít osu řízení vertikální, obvyklé řešení lze vidět na obr. 45. Osa řízení je skloněna pod úhlem ε. V případě, kdy kolo zatáčí se musí otáčet kolem této osy a jelikož není vertikální, tak dochází ke změně naklonění pneumatiky, jak můžeme vidět na obr. 45 vpravo. Spodní část pneumatiky se posune dolů, jelikož se pneumatika ovšem nemůže zanořit do vozovky, tak se naopak musí celá karoserie posunout nahoru. Tento efekt se taky snaží natočit kola, aby směřovala vpřed. Ovšem je třeba dát si pozor na to, že otáčením kola kolem této nakloněné osy se ale také mění úhel odklonu kola, který ovlivňuje výslednou velikost sil. [24][26][27]

3.4.3 POLOMĚR REJDU

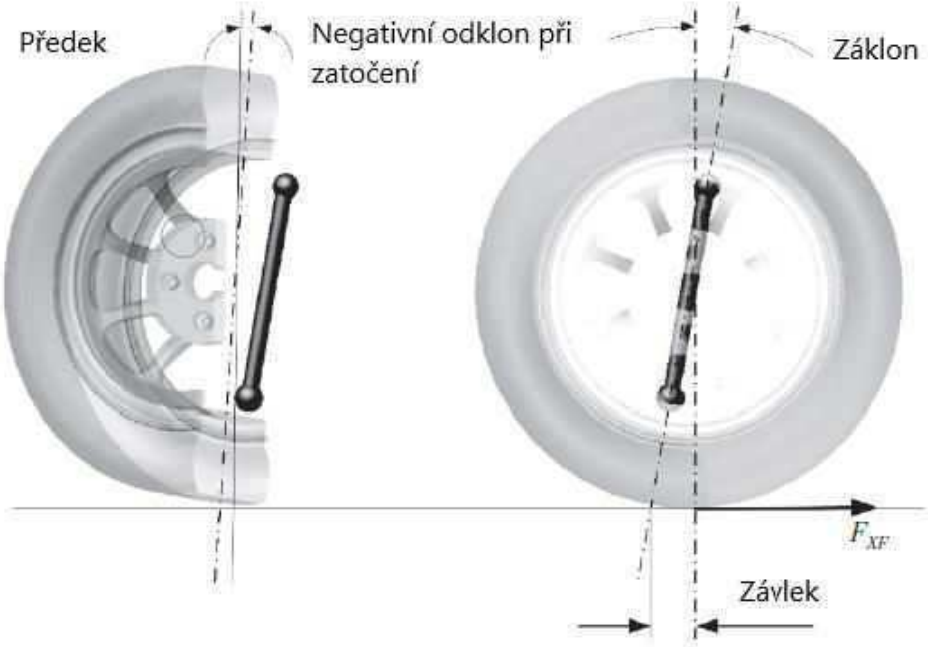
S úhlem příklonu osy řízení se pojí další záležitost, a to je poloměr rejdu. Tento parametr je velmi důležitý, může nabývat kladných hodnot (jako na obr. 45), záporných, nebo může být také nulový. V případě že přidáváme plyn, nebo brzdíme tak nám na tomto rameni způsobuje daná podélná síla moment, která má tendenci otáčet s kolem. V případě, kdy je zatížení vozidla symetrické, tak se tyto momenty z obou kol vyruší, ale v případě, kdy se brzdí do zatáčky, nebo se přejíždí nerovnost může být každé kolo zatíženo rozdílnými normálovými silami a kvůli vzniklému momentu se může vozidlo stáčet nezávisle na řidiči. Tento efekt je samozřejmě nežádoucí. Tento jev může mít vliv na nedotáčivost či přetáčivost vozidla na brzdách a akceleraci. Tyto negativní efekty se ale dají také využít v určitých situacích v náš prospěch, pokud zrovna nedotáčivost, či přetáčivost potřebujeme. [24][26][27]



Obr. 45 Úhel příklonu osy řízení [27]

3.4.4 ZÁKLON

Při pohledu z boku na osu řízení můžeme vidět na obr. 46, že je běžně skloněna o úhel, kterému se říká záklon (v tomto případě kladná hodnota úhlu). Důvodem sklonění osy řízení v tomto směru je vyvážení funkce příklonu osy řízení, kvůli kterému nám při zatočení vznikal nechtěný kladný úhel odklonu. Z obrázku je patrné, že při zatočení nám vznikne negativní odklon, který je žádaný na více zatíženém vnějším kole v zatáčce.

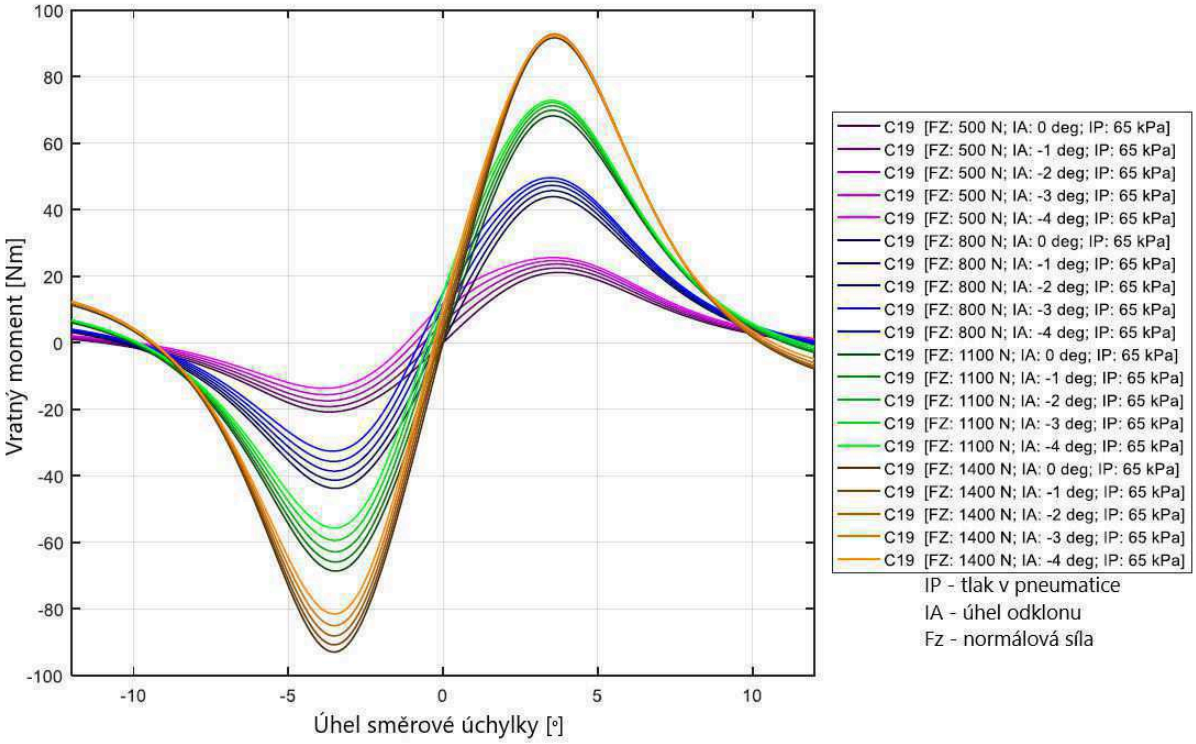


Obr. 46 Záklon osy řízení [27]

3.4.5 ZÁVLEK

V obr. 46 lze také vidět velikost závleku, který vzniká při záklonu osy řízení. Dle velikosti závleku se také mění velikost vratného momentu M_z jelikož závlek mění rameno, na kterém bude působit příčná síla působící na pneumatiku při zatáčení. Výsledná hodnota vratného momentu tedy závisí na závleku pneumatiky a závleku vlivem záklonu osy řízení. Pokud by závlek nabýval velkých hodnot, tak by v řízení působily velké síly a pro řidiče by bylo namáhající řídit vozidlo s takovou geometrií po delší dobu. Z toho důvodu se do vozidel přidávají posilovače řízení, aby se zvýšil komfort řidiče a mohl se více věnovat samotnému řízení. Existují ovšem také vozidla se skoro nulovým závlekem, v tom případě je možné řízení vozidla bez velké námahy i bez posilovače. Ovšem při malé hodnotě závleku se sníží vratný moment, který řidič cítí na volantu a vozidlo se stane pro řidiče méně čitelné. [24][26][27]

Na obr. 47 můžeme vidět závislost vratného momentu na úhlu směrové úchylky. Při porovnání s obr. 37 si můžeme všimnout, že maximální hodnota vratného momentu oproti maximální příčné síle nastává při jiném úhlu směrové úchylky.



Obr. 47 Závislost vratného momentu na úhlu směrové úchylky [29]

3.5 TŘECÍ KRUŽNICE

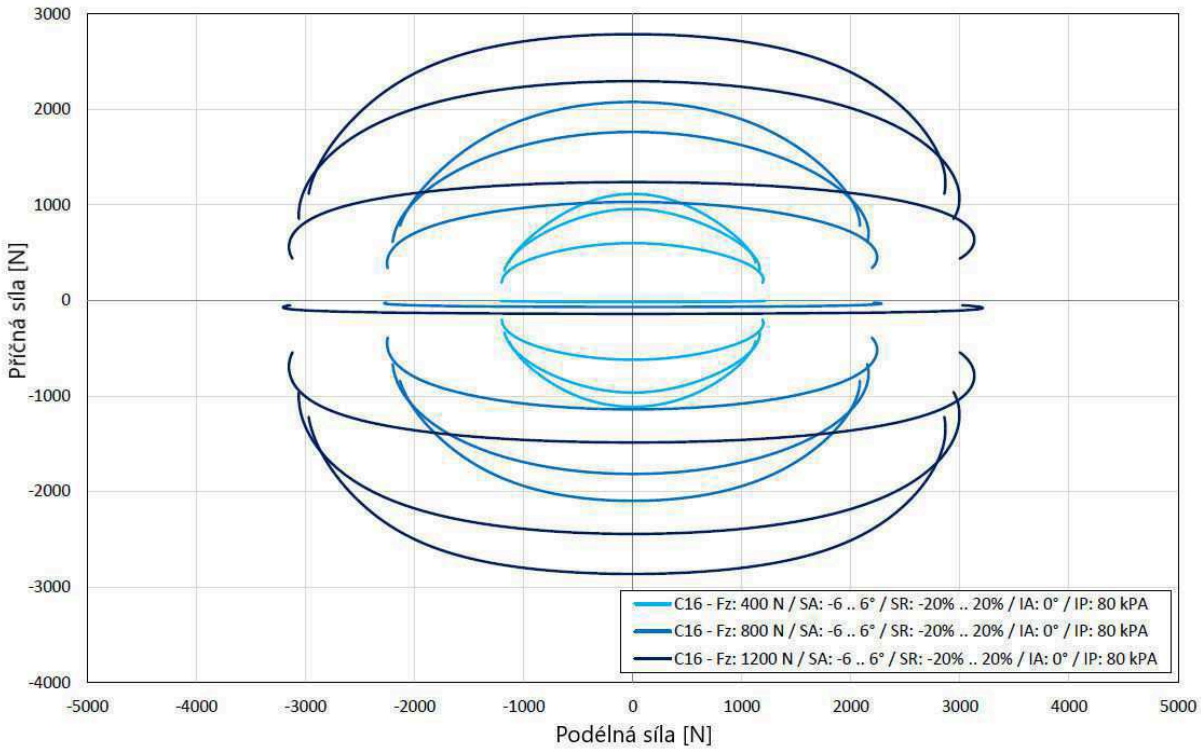
Tento diagram, který je vidět na obr. 47 je velmi důležitý. Pro danou pneumatiku vykresluje závislosti podélné a příčné síly na úhlu směrové úchylky a podélném skluzu. V počátku se pneumatika pohybuje v přímém směru, bez účinku podélné síly. Směrová úchylka a skluz jsou taky rovny nule. Pokud se pohybujeme po vertikální ose, tak roste boční síla úměrně se směrovou úchylkou. Na horizontální ose lze vidět podélnou sílu. Na daném obrázku jsou vykresleny kružnice (elipsy) pro různá normálová zatížení. Směrové úchylky pro jednotlivá zatížení se pohybují od – 6º do 6º a podélné skluzy od -20 % do 20 %.

Při závodění by se pneumatika měla pohybovat kolem limitů této třecí kružnice, aby byl využit celý potenciál pneumatiky. Například vozidlo při průjezdu zatáčkou bude mít největší příčnou sílu a skoro nulovou podélnou, při postupné akceleraci se příčná síla bude zmenšovat a podélná zvětšovat, ale výsledná síla $F_{výsledná}$ se stále bude rovnat stejné hodnotě dle výpočtu pomocí Pythagorovy věty.

$$F_{výsledná} = \sqrt{F_x^{\,2} + F_y^{\,2}} \qquad (12)$$

U vozidel pro běžný provoz se řidiči normálně nepohybují na hranici přilnavosti, jedině při prudkém brzdění se mohou dostat na limit. V případě překročení limitu třecí kružnice nastane prokluz kola a vozidlo může dostat smyk, což může vést k nehodě.

Tento diagram se samozřejmě liší pro každou pneumatiku podle směsi, tlaku, teploty a ostatních vlivů. Pro některé pneumatiky může být tento diagram také spíš eliptického tvaru. Nebo i dokonce tvaru připomínající obdélník, u takové pneumatiky je možno dosáhnout většího kombinovaného zatížení v podélném a příčném směru. Pokud měla pneumatika takovou charakteristiku, tak bylo možné brzdit později i při nájezdu do zatáčky a taky dřív akcelerovat, i když by vozidlo stále zatáčelo. Ovšem to má také nevýhody toho, že čistě zatáčení nebo akcelerace (decelerace) měla menší limit zatížení.



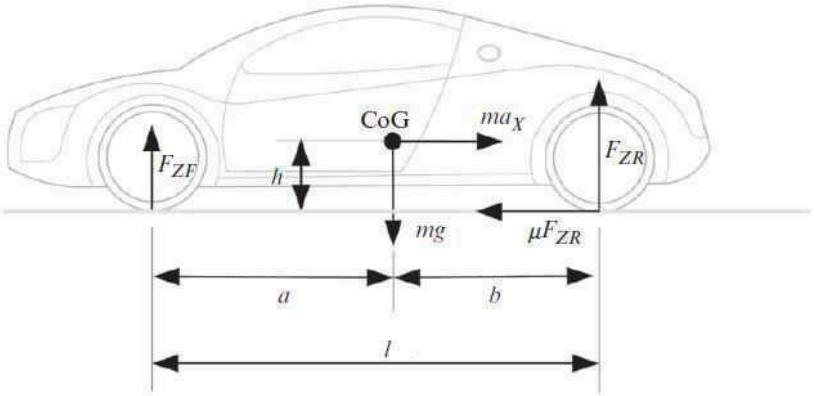
Obr. 47 Příklad třecí elipsy [29]

3.6 PODÉLNÝ PŘENOS ZATÍŽENÍ

Pokud na vozidlo působí zrychlení v ose x, ať už pozitivní (akcelerace) nebo negativní (brzdění), tak na něj působí setrvačná reakční síla podobná, jako kdyby bylo vozidlo v zatáčce. Tato reakce způsobuje, že se přesune zatížení z jedné nápravy na druhou a dle toho se nám zvýší či sníží normálové síly působící na kola. Tato skutečnost je zobrazena na obr. 48 kde je vozidlo zobrazeno při akceleraci.

Parametry na obrázku:

- l rozvor vozidla
- CoG těžiště vozidla
- a vzdálenost těžiště od přední nápravy
- b vzdálenost těžiště od zadní nápravy
- h výška těžiště nad vozovkou
- F_{ZF} celková síla na přední nápravě
- F_{ZR} celková síla na zadní nápravě



Obr. 48 Podélný přenos zatížení [27]

Při akceleraci působí v těžišti setrvačná síla ma_x, aby bylo vozidlo v rovnováze, tak můžeme vypočítat reakční síly na nápravách za pomocí momentových rovnováh okolo jednotlivých kontaktních ploch. Nejprve rovnováha okolo zadní plochy pro výpočet síly na přední nápravě:

$$F_{ZF} \cdot l + m \cdot a_x \cdot h = m \cdot g \cdot b \qquad (13)$$

Po úpravě dostaneme výsledný tvar rovnice pro celkovou sílu na přední nápravě:

$$F_{ZF} = m \cdot g \cdot \frac{b}{l} - \frac{h}{l} \cdot m \cdot a_x \qquad (14)$$

Následně může to stejné provést pro výpočet síly na zadní nápravě:

$$F_{ZR} = m \cdot g \cdot \frac{a}{l} + \frac{h}{l} \cdot m \cdot a_x \qquad (15)$$

První člen v každé rovnici znamená statické zatížení dané nápravy a můžeme vidět, že druhý člen je shodný pro obě rovnice, akorát má opačné znaménko. Tím pádem se při akceleraci či

brzdění jedna náprava vždy odlehčí a druhá o stejnou hodnoty více zatíží. Tato hodnota se nazývá podélný přenos zatížení. Je dobré si pamatovat, že na podélný přenos zatížení má vliv tzv. anti dive, anti lift a anti squat geometrie, za pomocí kterých se snažíme měnit klonění vozidla při brzdění a akceleraci. Tyto geometrie můžou posouvat těžiště při jízdě vozidla. Změna polohy těžiště by následně měla vliv na přenos zatížení.

3.7 PŘÍČNÝ PŘENOS ZATÍŽENÍ

Podobně jako u podélného přenosu zatížení lze i příčný přenos zatížení popsat pomocí rovnic rovnováhy. K tomuto přenosu dochází při zatáčení vozidla, kdy na něj působí boční zrychlení. Reakcí na boční zrychlení je setrvačné zrychlení, které nám způsobuje sílu ma_y, na kterou máme reakci od kol μF_{ZO} a μF_{ZI} v tomto případě jsou to celkové síly na obou kolech na jedné straně vozidla. Rozchod kol vozidla je značen t, s tím že těžiště se nachází uprostřed vozidla z pohledu zepředu. [27]

Můžeme tedy napsat momentovou rovnováhu okolo kontaktní plochy vnitřního kola:

$$F_{ZO} \cdot t = m \cdot g \cdot \frac{t}{2} + m \cdot a_y \cdot h \qquad (16)$$

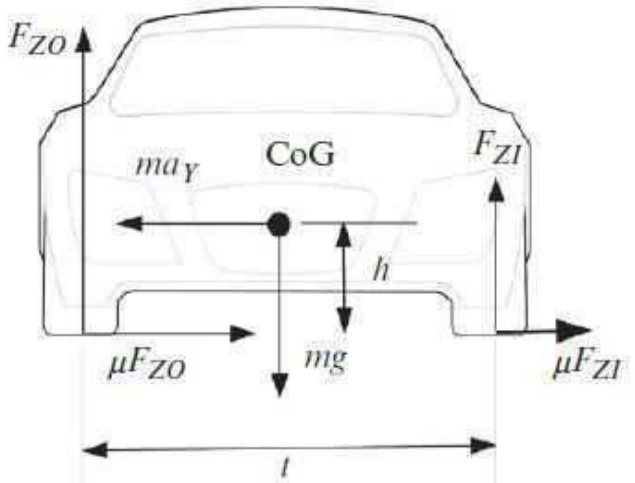
Po úpravě dostaneme celkovou sílu na vnější straně vozidla:

$$F_{ZO} = \frac{m \cdot g}{2} + m \cdot a_y \cdot \frac{h}{t} \qquad (17)$$

Podobně můžeme vypočítat sílu na vnitřní straně vozidla při zatáčení:

$$F_{ZI} = \frac{m \cdot g}{2} - m \cdot a_y \cdot \frac{h}{t} \qquad (18)$$

Zase můžeme vidět, že první člen znamená statické zatížení vozidla a druhý člen je příčný přenos zatížení s tím, že vnitřní kolo je nadlehčováno a vnější je zatěžováno více. Ovšem tento přenos se nemusí rozdělovat úměrně mezi přední a zadní nápravu, závisí na mnoha faktorech jako poloha těžiště, tuhost karoserie, klopná tuhost náprav a dalších.



Obr. 49 Příčný přenos zatížení [27]

Účinky příčného a podélného přenosu zatížení se při kombinovaném zatáčení a zrychlení sčítají, takže můžeme spočítat celkové zatížení jednotlivých kol. Podle výsledné normálové síly můžeme následně určit jak velkou podélnou a boční sílu dokáže dané kolo přenést. K tomu nám může posloužit už dříve zmiňována třecí kružnice.

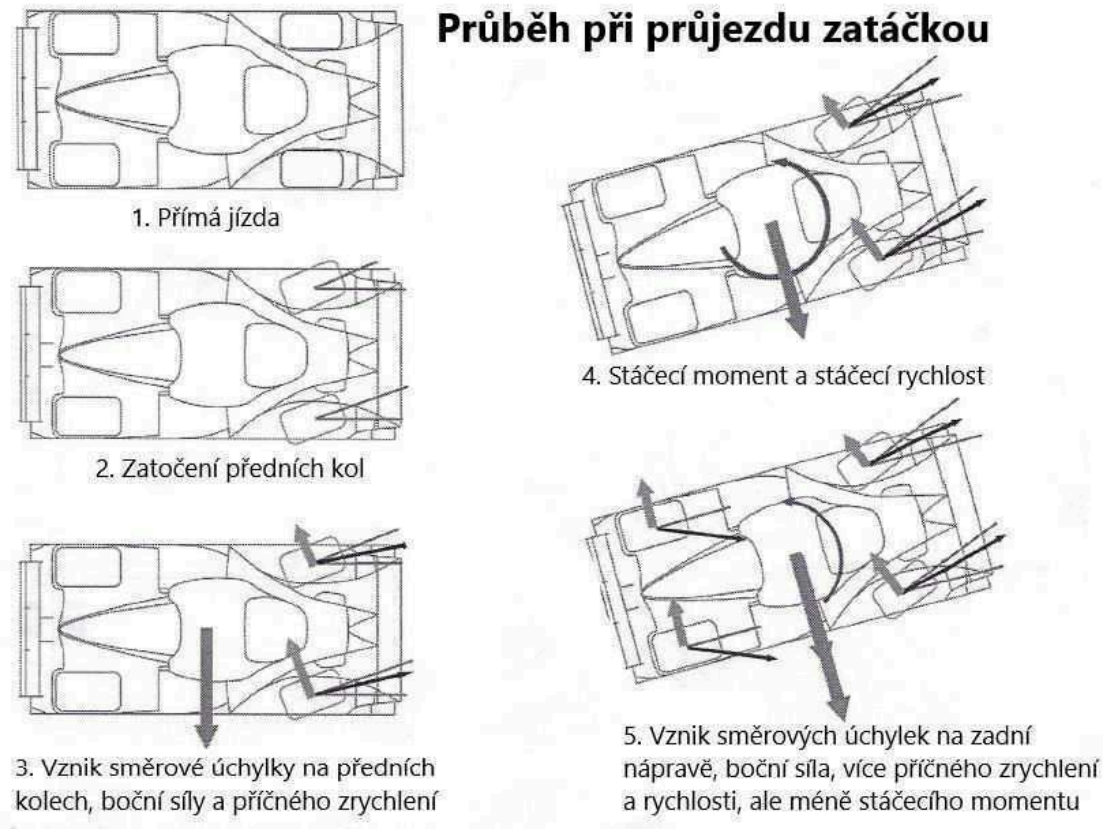
3.8 STÁČENÍ, STÁČECÍ MOMENT

Na pojmy vysvětlené na předcházejících stranách nyní navážeme kapitolou o stáčení vozidla. Samozřejmě je to velmi důležité, jelikož vozidla nejezdí po silnici jako vlaky po kolejích.

Jako první je popsán průběh, co se děje potom když řidič natočí volant do určité polohy.

3.8.1 VZNIK STÁČENÍ

Průběh zatočení můžeme vidět na obr. 50. nejprve jede vozidlo rovně a náhle řidič natočí volant doleva. Následuje instantní zatočení samotných předních kol. Kvůli tomu, že jsou kola zatočena o určitý úhel, tak vznikne úhel směrové úchylky, jelikož vozidlo stále jede rovně. Vlivem směrové úchylky vznikne na předních kolech boční síla a tato síla vyvolá také boční zrychlení. Dále přítomností boční síly vznikne stáčecí moment působící na vozidlo (na zadních kolech v této chvíli ještě nepůsobí žádné boční síly), přítomností stáčecího momentu se zvyšuje také stáčecí rychlost. Přítomností stáčecí rychlosti začne vozidlo zatáčet a v tomto okamžiku vznikají směrové úchylky i na kolech zadní nápravy a generuje se na nich boční síla. Součtem boční síly z přední a zadní nápravy můžeme následně přenést větší boční zrychlení. Ovšem kvůli boční síle na zadních kolech se zmenšuje stáčecí moment, jelikož boční síly působí proti sobě okolo středu otáčení, který je v těžišti. [24][26][27]

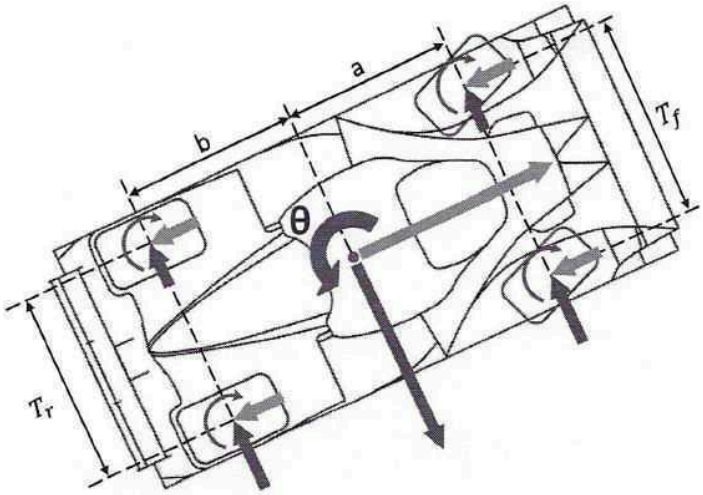


Obr. 50 Průběh při průjezdu zatáčkou [26]

V době, kdy se vozidlo nachází v apexu zatáčky je v takzvaném ustáleném stavu zatáčení, nechová se nedotáčivě, ani přetáčivě (je neutrální) a na vozidlo působí velmi malý stáčecí moment. Po průjezdu apexem by měl stáčecí moment opačný směr než na vjezdu do zatáčky a snažil by se vozidlo narovnat do jízdy v přímém směru.

3.8.2 STÁČECÍ MOMENT

Tento moment vzniká při zatáčení, ale také je možno jej vyvodit za pomocí podélných sil působících na kola vozidla. To je možné postřehnout z obr. 51. a rovnice 19. Toho se právě využívá u funkce vektorování točivého momentu mezi jednotlivými koly.



Obr. 51 Síly a momenty působící na vozidlo při zatáčení [26]

Rozměry a, b na daném obrázku značí vzdálenost přední, resp. zadní nápravy od těžiště vozidla. T_f a T_r značí rozchody na přední a zadní nápravě. Opět se uvažuje, že se těžiště nachází uprostřed vozidla. Poté můžeme psát rovnici pro stáčecí moment N.

$$N = \left[\left(F_{XFL}\cdot\frac{T_F}{2}+F_{XRL}\cdot\frac{T_R}{2}\right)-\left(F_{XFR}\cdot\frac{T_F}{2}+F_{XRR}\cdot\frac{T_R}{2}\right)\right]+\left[(F_{YFL}+F_{YFR})\cdot a-\left(F_{YRL}+F_{YRR}\right)\cdot b\right]-$$
$$-M_{zFR}-M_{zFL}-M_{zRR}-M_{zRL} \qquad (19)$$

- Index x u sil značí, že se jedná o podélnou sílu v ose x
- Index y značí příčnou sílu v ose y
- Dále indexy FL – přední levé kolo, FR – přední pravé kolo, RL – zadní levé kolo, RR – zadní pravé kolo
- M_z je celkový vratný moment působící na pneumatiku

Tento moment můžeme dále dosadit do rovnice pro popis rotačního pohybu a získáme.

$$N = I_{ZZ}\cdot d^2\theta / dt^2 \qquad (20)$$

Kde I_{ZZ} je moment setrvačnosti k ose z a výraz $d^2\Theta/dt^2$ značí stáčecí zrychlení vozidla. Stáčecí moment je kladný, pokud působí jako na obrázku, to znamená že stáčí vozidlo doleva. Záporný je, pokud se vozidlo stáčí doprava.

Stáčecí moment můžeme také vyjádřit dle následující rovnice, kde dr/dt je derivace úhlové rychlosti vozidla kolem své osy rotace (osa z), neboli také úhlové zrychlení v těžišti vozidla.

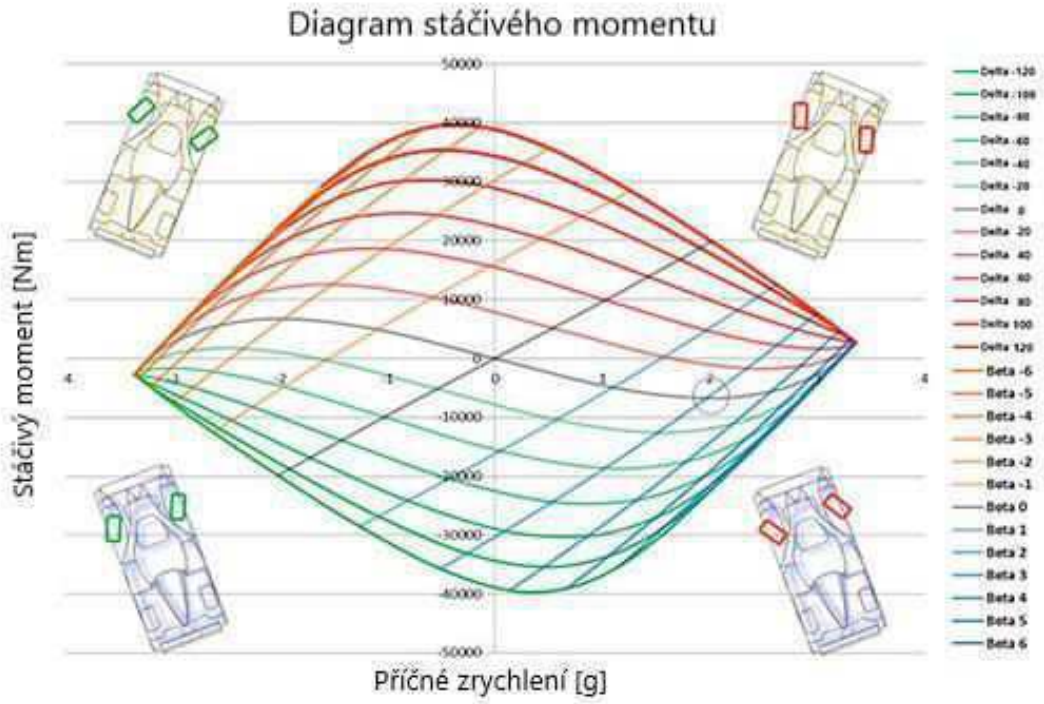
$$N = I_{ZZ} \cdot \frac{dr}{dt} \tag{21}$$

Úhlová rychlost lze dopočítat ze vztahu níže, kde v je podélná rychlost a a_d značí dostředivé zrychlení.

$$r = \frac{a_d}{v_x} \tag{22}$$

3.8.3 DIAGRAM STÁČECÍHO MOMENTU

Jelikož chceme předvídat, jak se vozidlo bude chovat při zatáčení, tak lze provádět různé simulace. Jedna z nich je taková že můžeme porovnávat závislost stáčecího momentu na příčném zrychlení. V tomto diagramu jsou dvě proměnné, a to je úhel β který znamená směrovou úchylku vozidla, který podobně jako směrová úchylka u pneumatik vyjadřuje rozdíl mezi úhlem kam směřuje vozidlo a kam reálně vozidlo pojede a druhá proměnná je úhel natočení kol δ. Tato závislost se vykresluje do diagramu stáčecího momentu. Tyto diagramy se dělí na dva typy: za konstantní rychlosti a konstantního poloměru zatáčení. Nicméně více je používán ten za konstantní rychlosti, který je zobrazen na obr. 52.



Obr. 52 Diagram stáčecího momentu [26]

V daném diagramu můžeme vidět přímky, na kterých je úhel β konstantní a také křivky na kterých je úhel δ konstantní. Pro kombinaci těchto dvou hodnot můžeme zjistit hodnotu stáčecího momentu.

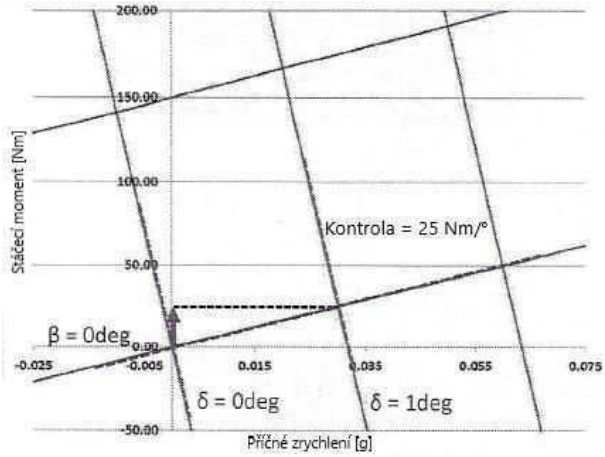
Do simulací se dosazují charakteristiky vozidla a pneumatik, úhly β a δ a stáčecí rychlost. Následně z výsledků můžeme vypočítat síly, momenty, úhly směrových úchylek, zrychlení atd. O tomto diagramu je toho napsáno hodně a pro hlubší popis a porozumění je potřeba si vyhledat dané téma v literatuře, ze které jsem čerpal.

KONTROLA

Z diagramu stáčecího momentu lze také zjistit pojmy jako kontrola a stabilita. Kontrolu lze definovat jako změnu stáčecího momentu při změně úhlu natočení kol o jeden stupeň za konstantního úhlu směrové odchylky vozidla.

$$\frac{d\ Stáčecí\ moment}{d\ Úhel\ natočení\ kol} \tag{23}$$

Kontrolu můžeme vidět na obr. 53.

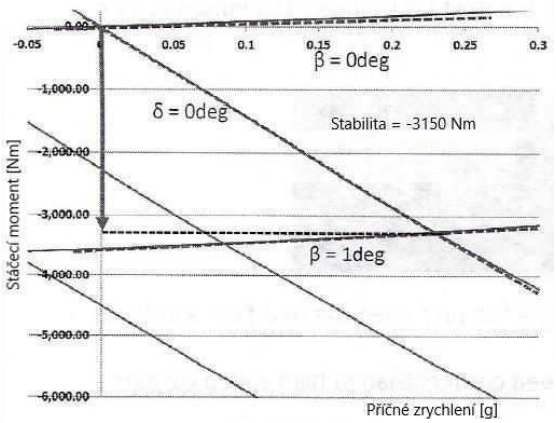


Obr. 53 Kontrola [26]

STABILITA

Stabilita značí stáčecí moment působící proti přirozené rotaci vozidla při změně směrové úchylky vozidla ze konstantního úhlu natočení kol. stabilitu můžeme vidět na obr. 54.

$$\frac{d\ Stáčecí\ moment}{d\ Úhel\ směrové\ úchylky\ vozidla} \tag{24}$$

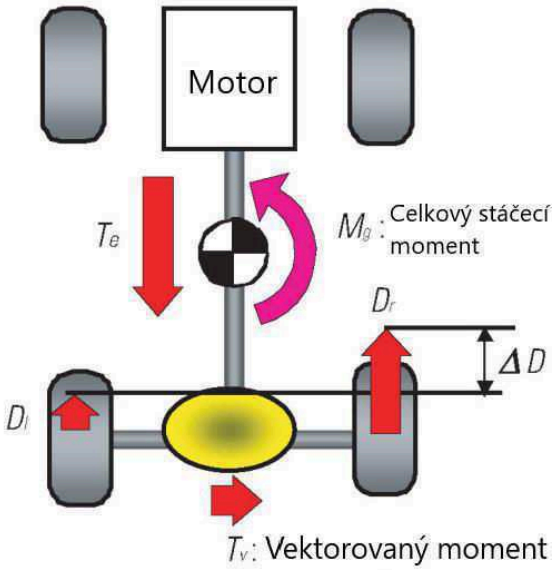


Obr. 54 Stabilita [26]

4 VEKTOROVÁNÍ TOČIVÉHO MOMENTU

Pomocí systému vektorování točivého momentu lze přímo ovládat stáčecí moment vozidla při akceleraci i deceleraci tím způsobem, že se mění přenášený točivý moment mezi jednotlivými koly na nápravě. Tato funkce zlepšuje výkon vozidla v zatáčkách při normální jízdě, i v kritických chvílích. Takže se jedná o prvek aktivní bezpečnosti tzn. že mění chování vozidla tak, že snižuje riziko výskytu nehody. [31][32]

Princip takového systému můžeme vidět na obr. 55, kde je zobrazen pro klasickou koncepci s jedním motorem vpředu. Pro tento systém je jedno jak vzniká točivý moment, důležité je, zda lze točivý moment rozdělit nezávisle na každé kolo. Systém pracuje tak, že kontroluje směr a velikost vektorovaného momentu T_v mezi pravým a levým kolem na nápravě (toto je přesně definovaný pojem vektorování točivého momentu). Toto má za důsledek vznik podélné síly T_v/R (R – poloměr kola) na jednom kole a síly $-T_v/R$ na druhém kole. Vlivem těchto sil vznikne rozdíl sil v podélném směru ΔD a tímto rozdílem sil vznikne stáčecí moment M_g působící na vozidlo. Pokud by se přenášený moment T_v z jednoho kola na druhé rovnal nule, tak se výchozí moment z motoru T_e rovnoměrně rozdělí mezi obě kola a výsledný stáčecí moment působící na vozidlo by byl nulový. [31]



Obr. 55 Vektorování točivého momentu [31]

Pro síly a moment platí následující rovnice, kde D_r, D_l značí podélné síly na kolech, M_g výsledný stáčecí moment a W a R rozchod kol, resp. poloměr kol.

$$D_r = (T_e / 2 + T_v) / R \qquad (25)$$

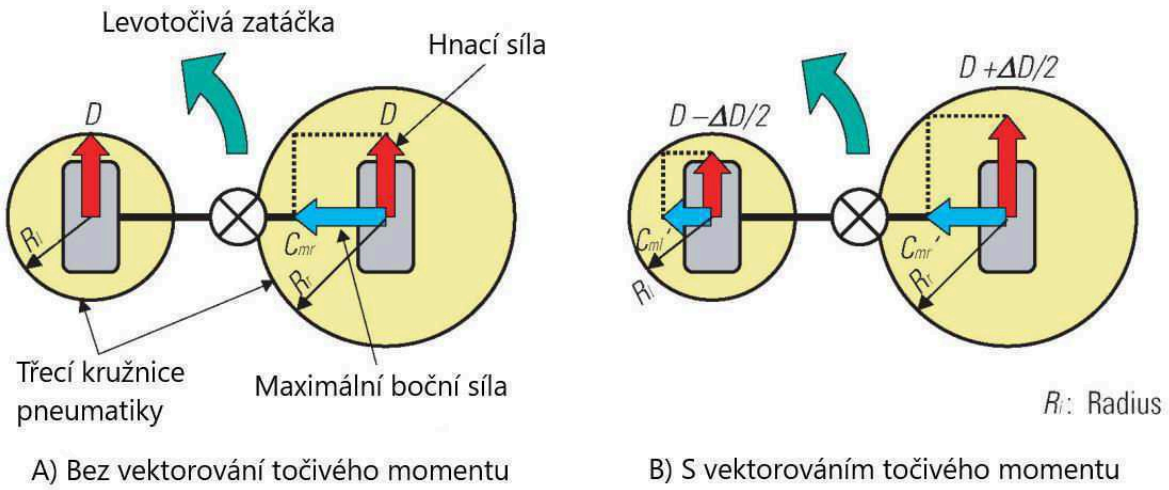
$$D_l = (T_e / 2 - T_v) / R \qquad (26)$$

$$\Delta D = D_r - D_l = 2T_v / R \qquad (27)$$

$$M_g = W \cdot T_v / R \qquad (28)$$

Systém vektorování točivého momentu ovlivňuje dynamiku vozidla dvěma způsoby. Za prvé optimální rozložení podélných sil mezi jednotlivými koly na nápravě zvyšuje limit, kterým můžeme projet danou zatáčku bez ztráty kontroly nad vozidlem. A za druhé optimální rozložení bočních sil, mezi přední a zadní nápravou také zvyšuje limit, kterým můžeme projet danou zatáčku bez ztráty kontroly nad vozidlem. [31]

Na obr. 56 můžeme vidět maximální třecí síly levé a pravé pneumatiky na vozidle. Také můžeme vidět podélné síly a maximální hodnoty bočních sil pro dané podmínky při zatáčení doleva. V levotočivé zatáčce je vlivem příčného přenosu zatížení třecí kružnice levého kola menší než třecí kružnice u kola pravého.



Obr. 56 Význam vektorování točivého momentu [31]

V případě A) bez vektorování točivého momentu je celková třecí síla na levém kole R_l přibližně rovna hnací síle D. Stejná hnací síla D působí i na druhé kolo. Ovšem hnací síla D na pravém kole je menší než celková třecí síla R_r. Výsledkem je to, že jen pravé kolo je schopno generovat maximální boční sílu C_{mr}. Také je ovšem vidět, že není využita celková třecí síla dostupná pro pravé kolo. [31]

V případě B) s vektorováním točivého momentu působí na levé kolo hnací síla D – ΔD/2, díky tomu je toto kolo schopno generovat navíc i maximální boční sílu C_{ml}'. Na pravé kolo v tomto případě působí hnací síla D + ΔD/2 a je také schopno generovat maximální boční sílu C_{mr}'. [31]

Dále můžeme vyjádřit ΔC_m jako maximum boční síly, které obě kola přenesou s vektorováním točivého momentu dle následující rovnice. [31]

$$\Delta C_m = C_{ml}' + C_{mr}' - C_{mr} = \left[R_l^2 - \left(D - \Delta D/2\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} + \left[R_r^2 - \left(D + \Delta D/2\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} - (R_r^2 - D^2)^{\frac{1}{2}} \qquad (29)$$

Tato rovnice představuje funkci, ve které můžeme zvětšovat ΔD od nuly, maximum dostaneme při hodnotě. [31]

$$\Delta D = D\left(R_r - D\right) / \left[2\left(D + R_r\right)\right] \qquad (30)$$

Pokud není použito vektorování točivého momentu, tak máme pouze jednu boční sílu C_{mr} působící pouze na pravou pneumatiku. Ovšem s použitím funkce vektorování točivého momentu je každá pneumatika generovat boční sílu C_{mr}', C_{mr}'. Kombinace těchto bočních sil v případě B) bude vždy větší, než v případě A). To znamená, že vektorování točivého momentu nám zvýší celkové maximální boční síly na obou kolech. [31][33]

$$C_r \leq C_{ml}' + C_{mr}' \qquad (31)$$

4.1 PRVKY AKTIVNÍ BEZPEČNOSTI

Pokud se vozidlo začne vyskytovat ve stavech, kdy jeho chování není lineární, tak pro většinu řidičů nastává kritická situace. Například jsou normální řidiči zvyklí na to, že vozidlo více zatáčí s větším natočením volantu. Ale již z minulé kapitoly o dynamice vozidel víme, že to tak být nemusí, jelikož generovaná síla již překročila limit, a dokonce může klesat. Kvůli tomu může nastat nehoda. Z toho důvodu se do vozidel přidávají další prvky, které zlepší chování vozidla a učiní tak vozidlo bezpečnější pro řidiče. Jedná se o prvky aktivní bezpečnosti a nyní bych je krátce zmínil, jelikož systém vektorování točivého momentu s nimi souvisí. [32]

4.1.1 ABS

ABS (Anti-lock braking system) je první systém aktivní bezpečnosti, který byl uveden do sériové výroby (v 70. letech 20. století). Tento systém řeší problém vzniklý při prudkém brzdění, kdy by se kola mohla zablokovat. Vlivem velkého tlaku na pedál od řidiče vznikají velké brzdné síly působící na kola. Při těchto velkých silách se kola zablokují a omezí tak přenos boční síly, kvůli čemu se vozidlo stává neovladatelné. Pokud jsou zablokovány zadní kola, tak vozidlo začne zatáčet více, stane se nestabilní a nastane smyk. ABS snímá úhlovou rychlost jednotlivých kol a pokud by se jakékoliv kola blížilo zablokování, tak na dané brzdě zmenší tlak působící v brzdě. Se zmenšením tlaku se také zmenší výsledná působící síla a nedojde k zablokování kola a dané kolo stále může generovat boční sílu. [32]

4.1.2 TCS

TCS (Traction control system) je další systém aktivní bezpečnosti, který byl zaveden do sériové produkce v 80. letech minulého století. Oproti ABS, které řešilo problém zablokování při brzdění se systém TCS stará o to, aby při akceleraci nenastal prokluz kol. Pokud by se protáčely přední kola, tak se stejně jako u zablokování rapidně snižuje výsledná přenositelná boční síla a není možné zatočit vozidlo pomocí natočení volantu. Když se protáčí zadní kola, tak také nejsou schopny generovat boční sílu a vozidlo se stává nestabilním a nastane smyk. Pokud tento systém rozpozná, že se poháněné kolo protáčí, tak sníží hnací sílu vystupující z motoru a v některých verzích tohoto systému se dané kolo může i přibrzdit. [32]

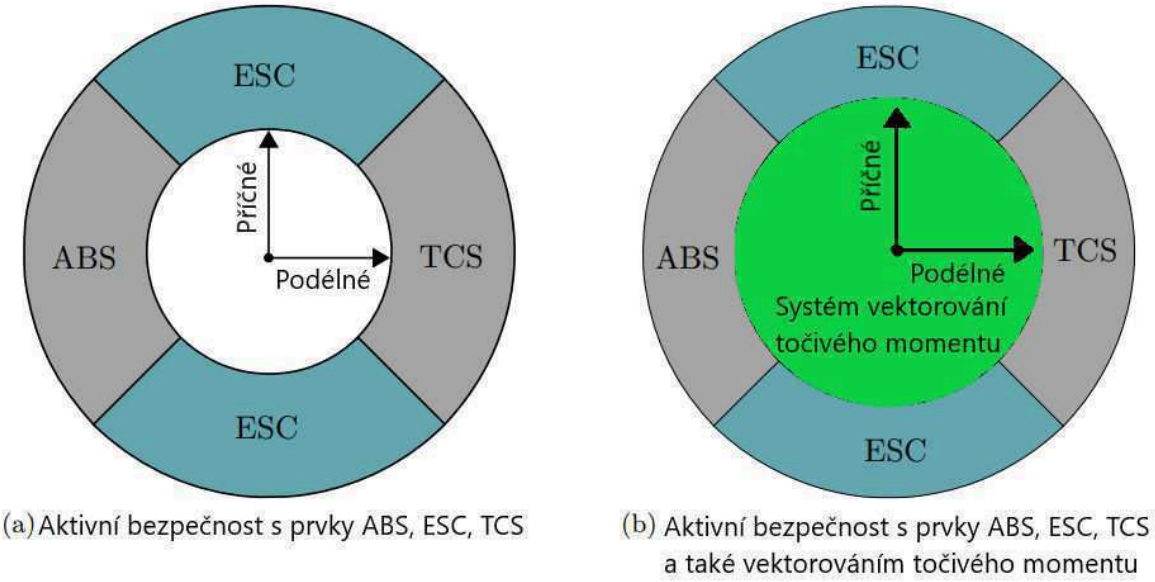
4.1.3 ESP

Třetí důležitý systém je ESP (Electronic stability program, požívá se také ESC jako electronic stability control) byl předveden v 90. letech 20. století. ABS a TCS se zabývají silami při podélném zrychlení jako akcelerace a brzdění, zatímco ESP se zabývá změnami při zatáčení vozidla. Tento systém určuje z úhlu natočení volantu, jak moc chce řidič s daným vozidlem zatočit. Požadovaný pohyb při zatáčení je porovnávám s tím reálným. Jevu, kdy vozidlo zatáčí méně, než by mělo se říká nedotáčivost. Pokud je vozidlo nedotáčivé systém vyšle signál a zabrzdí vnitřní kolo, výsledná podélná síla z daného kola vyvolá stáčecí moment, který zlepší stáčení vozidla do zatáčky. Většinou se přibrzďuje zadní vnitřní kolo, jelikož při nedotáčivém vozidle se již nachází třecí síla předních kol na svých limitech. Další podélná síla by na předních

kolech jen zmenšila celkovou boční sílu (viz. předchozí kapitoly). Vozidlo je přetáčivé, pokud zatáčí víc, než by mělo. Pro přetáčivé vozidlo je brzdná síla vyvolána na vnějších kolech, tato síla následně vyvolá stáčecí moment, který působí proti přetáčivosti vozidla. V tomto případě se brzdí přední vnější kolo, jelikož zadní náprava je již na limitu. Pokročilé ESP systémy můžou také ovládat natočení kol, aby zlepšily chování vozidla při zatáčení. [32]

4.1.4 SPOLUPRÁCE SYSTÉMU AKTIVNÍ BEZPEČNOSTI

Všechny zmíněné systémy mají za cíl zlepšit chování vozidla. Avšak tyto funkce se aktivují až v případě, kdy jsou překročeny určené limity. Prvky aktivní bezpečnosti jsou zobrazeny na obr. 57, kde jsou zobrazeny společně s třecí kružnicí pneumatiky. Na tomto obrázku je popsána strategie, kdy se spouští určité systémy. ABS je aktivní při prudkém brzdění, ESC při prudkých změnách směru a TCS při akceleraci. Systém vektorování může být použít skoro v celém spektru provozních situací, ve kterých se vozidlo může nacházet a vypíná se až v kritických případech. Také lze vidět, že funkce ABS, TCS a ESP mohou být použity až později, pokud máme ve vozidle systém vektorování momentu. [32]



Obr. 57 Spolupráce systému aktivní bezpečnosti [32]

4.2 SYSTÉMY VEKTOROVÁNÍ TOČIVÉHO MOMENTU

Tento systém pomáhá stabilizovat vozidlo a tím zlepšovat bezpečnost. Také zlepšuje výkon vozidla při průjezdu zatáčkou. K vyvolání rozdílného točivého momentu na kolech se používá hnací systém vozidla, či brzdy. V případě klasické koncepce se spalovacím motorem se může tento rozdíl vyvolat aktivním diferenciálem, či brzdným účinkem. Nyní jsou na vzestupu elektromobily, u kterých lze regulovat přímo výstupní veličiny z 2–4 motorů, které se ve vozidle nachází, případně lze také použít brzdy. Podle tohoto rozdělení se systémy vektorování točivého momentu dělí na 3 druhy: pasivní, aktivní a elektrický. [32]

4.2.1 PASIVNÍ SYSTÉM VEKTOROVÁNÍ TOČIVÉHO MOMENTU

U těchto systémů je stáčecí moment vyvolán rozdělením brzdného momentu mezi jednotlivá kola. Mechanická verze tohoto systému byl poprvé použit v roce 1997 ve formuli 1 týmem McLaren Mercedes, kde byl ale po protestech od soupeřů zakázán. Modernější systémy používají elektroniku ke snímání úhlu natočení volantu a rychlost stáčení. Tyto informace jsou pak zpracovány a použity pro ovládání tlaku v brzdách na jednotlivých kolech. Největší výhoda tohoto řešení je jednoduchost, nemusí být přidány další součásti do vozidla, takže je hmotnost konstantní a cena je vyšší jen o náklady na software. Nevýhoda je snižování rychlosti brzděním a také zvýšené opotřebení brzd. [32]

4.2.2 AKTIVNÍ SYSTÉM VEKTOROVÁNÍ TOČIVÉHO MOMENTU

U aktivních systémů je rozdělován točivý moment z motoru mezi jednotlivá kola. U vozidel se spalovacím motorem se o to stará aktivní diferenciál. Tento diferenciál má navíc spojky, které jsou ovládány elektronicky a rozdělují tak točivý moment na nápravě. Poprvé byl tento sytém použit firmou Mitsubishi v roce 1994 ve voze EVO II, se kterým se jezdily podniky mistrovství světa v rallye. První zařazení do sériové výroby bylo v roce 1996 stejnou automobilkou do vozu Lancer EVO IV. Aktivní systémy se dělí podle toho, jaká náprava je hnaná. V případě pohonu zadní, či přední nápravy je potřeba jen jeden aktivní diferenciál, takže je jednoduché tento systém zakomponovat do vozidla. Pokud máme pohon všech kol, tak je implementace značně složitější, jelikož je potřeba mít tři aktivní diferenciály. Avšak u pohonu všech kol můžeme docílit většího zlepšení vlastností vozidla. Výhodou aktivního systému je zlepšení hbitosti vozidla, lepší efektivita systému, snížené úsilí na zatočení vozidla a také žádné ztráty rychlosti. Tento systém má také nevýhody jako nutnost přidání dalších součástí do diferenciálů, aby se stali aktivními, tyto části zvyšují hmotnost vozidla a také cenu vozidla. Funkce vektorování momentu je také dostupná, pokud vozidlo akceleruje. [32]

4.2.3 ELEKTRICKÝ SYSTÉM VEKTOROVÁNÍ TOČIVÉHO MOMENTU

Posledním verzí je elektrickým systém, který je vhodný pro elektromobily druhé generace, ve kterých se o pohon starají dva až čtyři elektromotory. Tyto elektromotory pohánějí kola jednotlivě. Tento systém brán je jako samostatná třída z toho důvodu, že elektromotory dokážou generovat kladný i záporný moment. Může být vyvolán velký stáčecí moment, jelikož je tento systém kombinací aktivního a pasivního systému. S tím rozdílem, že nejsou potřeba aktivní diferenciály, takže se ušetří hmotnost a náklady. Řízení elektromotoru je rychlé a přesné, což je výhoda. Tato výhoda rychlého a přesného řízení může ovšem také představovat nevýhodu v podobě funkční bezpečnosti. Je důležité mít pojištěné to, že nebude vyvolán nežádoucí stáčecí moment, který by vozidlo učinil nestabilní a zvýšilo by se riziko nehody. [32]

5 MOŽNOSTI REALIZACE ŘÍZENÍ VEKTOROVÁNÍ TOČIVÉHO MOMENTU

Tato práce by měla sloužit jako inspirace a zdůvodnění proč implementovat tento systém do elektricky poháněných monopostů týmu TU Brno Racing, proto bude v této části brán ohled na systém vektorování točivého momentu pro elektrický pohon.

V této kapitole bude zmíněno, jaké programy lze použít pro vytvoření řídícího systému pro vektorování točivého momentu. Pro řízení takového systému ovšem musíme zpracovávat data přímo za jízdy vozidla. K tomu účelu musí být na vozidle namontovány senzory na zjišťování stavu potřebných veličin, jako například úhel natočení volantu, poloha plynového pedálu atd. Data z těchto senzorů jsou následně brána jako vstupy do řídícího systému. Daný systém by je vyhodnocoval a následně pomocí toho rozhodl, jak by se měl točivý moment z motorů optimálně rozdělit mezi hnaná kola, aby bylo dosaženo co nejlepšího výkonu v zatáčkách. Nebo také pro dosáhnutí lepší stability a lepšího využití potenciálu pneumatiky.

5.1 SENZORY

Dále jsou zmíněny potřebné senzory pro optimální nastavení systému. Samozřejmě mohou být doplněny i další, ale vedlo by to k ještě více komplexnímu systému řízení, který by musel zpracovávat více dat. Je snaha u senzorů mít co největší snímací frekvenci, když máme více naměřených hodnot, tak je můžeme lépe zprůměrovat, nebo některé nevhodné i vyřadit.

5.1.1 SENZOR ÚHLU NATOČENÍ VOLANTU

Nejdůležitější senzor pro systém vektorování točivého momentu. Úhel natočení je důležitý pro stanovení určující hodnoty veličiny, ke které se chceme přiblížit. Tato veličina může být třeba stáčecí moment, nebo stáčivá rychlost, záleží na nastavení systému. Tento senzor může mít podobu lineárního potenciometru umístěného na hřebeni řízení, nebo rotační potenciometr uložen ve sloupku řízení. [34]

5.1.2 SENZOR POLOHY PLYNOVÉHO PEDÁLU

Tento vstup je rozhodující pro stanovení výsledného podélného zrychlení vozidla. Máme více možností jeho zakomponování. Zaprvé může být úměrný k celkovému součtu momentů z motorů vynásobenému poměrem momentů, vypočtenému systémem vektorování točivého momentu. Nebo je vstup úměrný k žádoucímu podélnému zrychlení jako vstup pro daný systém. Polohu plynového pedálu snímáme také lineárním potenciometrem. [34]

5.1.3 SENZOR TLAKU V BRZDNÉM OKRUHU / SENZOR NA BRZDOVÉM PEDÁLU

Je důležitý ke stanovení toho, zda momenty motoru pracují proti brzdění. Pokud by to tak bylo, tak musí být výstupní točivý moment redukován, či nastaven jako nulový. Je proto důležité vědět jaký moment je vytvořen brzdami, tento moment je závislý na tlaku v brzdném okruhu. Polohu pedálu můžeme sledovat potenciometrem a tlaky v jednotlivých brzdných okruzích se zaznamenává senzory, které měří jeho absolutní hodnotu. [34]

5.1.4 SENZOR ELEKTRICKÉHO BRZDĚNÍ

Pro rekuperační senzory existují dvě možnosti. Může být použita pružina a senzor podobný tomu na plynovém pedálu. Nebo senzor, který snímá sílu vyvolanou jezdcem na pedál. Druhá

metoda je většinou upřednostňována jezdci, ale je ovšem složitější na implementování do vozidla. Záleží také na tom, jaká proměnná se bude nacházet v řídícím systému. [34]

5.1.5 ENKODÉR PRO ÚHLOVOU RYCHLOST MOTORŮ

Velmi důležité pro kontrolu trakce a další výpočty. Díky nim by nemuseli být potřeba senzory pro rychlosti kol. Jejich výpočet by mohl být proveden pomocí převodového poměru, a to by mělo stačit. [34]

5.1.6 SNÍMAČ NAPĚTÍ A PROUDU BATERIE

Ve formuli student je omezení výkonu motorů na 80 kW, tento výkon je udržován kontrolérem. Pro tuto kontrolu je však potřeba měřit výstupní proud. Tento senzor může být také užitečný pro rekuperaci energie. [34]

5.1.7 INERCIÁLNÍ MĚŘÍCÍ JEDNOTKA – IMU (INERTIAL MEASUREMENT UNIT)

Není nutná pro provoz systému, ale je důležitá, pokud chceme kvalitní kontrolní systém. Typická jednotka může být 6-osá, nebo 9-osá. První zmíněná obsahuje senzor měřící zrychlení a gyroskop, s jejich pomocí můžeme měřit změny v natočení vozidla, ale ne jeho absolutní natočení. V druhé variantě je navíc zakomponován i magnetometr, který měří magnetické pole Země. Při kombinaci magnetometru s akcelerometrem a gyroskopem můžeme určit i absolutní natočení vozidla. Také normálové síly na kolech mohou být následně vypočítány ze zrychlení, velmi důležitá stáčecí rychlost je určena z dat z gyroskopu. [34][35]

5.1.8 GPS

Také není nutná pro provoz systému, pokud nechceme počítat referenční rychlosti. Pokud je ovšem chceme počítat, tak je lepší použít diferenciální GPS. [34]

5.1.9 TENZOMETRY NA PUSH/PULL RODECH

Je dobré je mít nejen pro systém vektorování točivého momentu, ale také pro validaci celého vozidla (např. přítlačných sil od aerodynamiky). Ovšem jejich implementace je složitá a pro výpočet normálových zatížení kol stačí data z IMU. [34]

5.1.10 OPTICKÝ SENZOR RYCHLOSTI

Je dobré ho mít pro určení referenční rychlosti a také určení úhlu směrové úchylky vozidla, ovšem tyto senzory jsou velmi nákladné na pořízení[34]. Z toho důvodu je možno použít na měření směrové úchylky i data z GPS společně s daty z IMU. Tato náhrada má ale své nevýhody, např: frekvence měření 20 Hz oproti 250 Hz při optickém senzoru. Dále musí být antény namontovány na střeše vozidla, což není dobré pro transientní testování, oproti tomu optický senzor snímá povrch vozovky. Také by měly být antény umístěny 2 metry od sebe pro dosažení maximální přesnosti měření. Výhodou optického senzoru je také možnost použití v nepříznivých povětrnostních podmínkách, kde by signál z GPS nemusel být dostatečně silný a přesný, popř. při průjezdu pod mostem by se mohl signál na chvíli ztratit úplně. [36]

Měřená data ze senzorů jsou většinou zatížena různým šumem a byla by těžko čitelná. Proto se musí u většiny senzorů používat filtry, který daný šum eliminují a díky tomu získáme čistější a lépe čitelná data pro naši potřebu.

5.2 PROGRAMY

Nyní jsou uvedeny programy, ve kterých by se dal systém vektorování točivého momentu navrhnout. V prostředí Matlab/Simulink a LabView by se daný systém dal navrhnout a následně lze tento systém propojit s programy Carsim a IPG Carmaker, ve kterých lze simulovat jízdu vozidla za použití námi navrhnutého systému. Simulace jsou velmi důležitou součástí návrhu všemožných vozidel a jejich součástí. Dá se pomocí nich ověřit použité předpoklady a ladit systém ještě před jeho spuštěním do provozu. Navíc je provedení simulací mnohem méně časově a cenově náročné, než výroba prototypu a jeho testování. Následně by při nějaké kritické chybě bylo potřeba upravený prototyp vyrobit znova, což jsou náklady navíc. Z toho důvodu se dbá velký důraz na přesné navržení systému a jeho simulace ještě před první výrobou.

5.2.1 MATLAB/SIMULINK

Asi software, která není třeba moc představovat, setkal se s ním již každý. Výhodou je, že lze v prostředí simulink použít již předpřipravené bloky pro návrh systému, které lze následně upravovat a spojovat, popř. lze využít zabudované funkce matlabu. Další výhodou je také, že simulink podporuje automatickou generaci kódu. S kódem můžeme dále testovat hardware systému. Programy od společnosti Mathworks jsou také vhodné pro použití i pro začátečníky a není potřeba být expert v programování pro porozumění navrhovanému systému.

Po navrhnutí systému lze také propojit prostředí Simulink s prostředím v simulačních softwarech a simulovat, zda je navrhnutý systém funkční, popřípadě přímo upravovat parametry a další nastavení pro jeho optimální nalazení.

5.2.2 LABVIEW

Podobný software jako simulink, kde se dá navrhnout řídící systém pro vektorování točivého momentu. Následně se také dá propojit se simulačními programy pro kontrolování jeho správnosti a naladění jeho optimální funkce.

5.2.3 CARSIM

Carsim poskytuje přesné, podrobné a účinné metody simulace výkonu vozidel. Je používám inženýry po celém světě pro analýzu dynamiky vozidel, vývoj aktivních systémů, výpočtu výkonu vozidla a navrhování systémů aktivní bezpečnosti. Po propojení s výše zmíněnými programy na návrh působí jako jejich rozšíření, kde se může nastavovat dráha, kterou vozidlo virtuálně pojede atd. [37]

5.2.4 IPG CARMAKER

Také slouží pro simulaci chování vozidla a testování navrhovaných systémů či bezpečnostních prvků. V tomto prostředí je možné navrhnout i celkové prostředí, ve kterém se vozidlo bude pohybovat a následně při simulaci i vizuálně sledovat jeho chování. Lze také nastavovat vstupy od řidiče a měnit jeho chování, popř. jeho dovednosti a jejich vliv na celkový výkon vozidla. V kombinaci s prostředím simulink je hojně využíván týmy formule student po celém světě na simulaci jejich monopostů a jejich lazení. Výhodou této kombinace je to, že na sebe můžeme v prostředí simulink napojovat jednotlivé bloky z obou programů na sebe. Takže jakákoliv změna nastavení v programu carmaker se přenese i do simulinku velice snadno.

ZÁVĚR

Hnací ústrojí u spalovacích motorů se rozděluje hlavně podle toho, jaká náprava je poháněná. Pohon předních kol se používá v sériové výrobě vozidel hlavně z jednoduchosti a taky z důvodu ušetření dalších dílů na převod točivého momentu až na zadní kola. Ovšem většina sportovních vozů má pohon zadních kol, vzhledem k tomu, že při akceleraci nastává přenos zatížení z předních kol na zadní. Přední kola se v tomto případě odlehčí a nebyla by schopna přenést kombinovaně podélnou i příčnou sílu, vozidlo by se v zatáčce mohlo stát nedotáčivé. Další možností je pohon všech kol, ten spojuje výhody i nevýhody obou variant, hlavně je ale vozidlo lépe kontrolovatelné při jízdě vozidla na vozovce s horší přilnavostí, kde by v případě pohonu zadních kol mohlo dojít lehce ke smyku.

Dále jsou rozebrány hybridy, kde se hnací ústrojí mění dle stupně hybridizace až do stupně, kde se elektrický pohon může starat o pohon celé nápravy (většinou zadní). Již tady by šlo použít systém vektorování točivého momentu na danou elektricky poháněnou nápravu.

U elektromobilů se o pohon starají čistě elektromotory, které mohou být rozmístěny v různých kombinacích. Ať už jako klasická koncepce s jedním motorem až po elektromotory pro jednotlivá kola zvlášť. Díky nezávislým pohonům jednotlivých kol lze regulovat točivý moment přiváděný na kola jednodušeji než u klasického vozidla se spalovacím motorem.

U vozidel se spalovacím motory se o rozdělení točivé momentu mezi hnaná kola starají diferenciály. Nejjednodušší diferenciál je diferenciál otevřený, který má největší mechanickou účinnost a rozděluje moment v poměru 50:50. Ovšem pokud se jedno kolo ocitne na povrchu s menší přilnavostí a začne se protáčet a na druhé kolo se přenese jen moment přenášený na protáčející se kolo. Tato nevýhoda se řeší pomocí přidání uzávěrky diferenciálu, popř. použití samosvorných diferenciálů. V případě uzávěrky diferenciálu se obě poloosy natvrdo spojí a rotují jako jeden díl. Toto použití se hodí jen na krátké použití, jelikož by mohli vzniknout rázy ve hnacím ústrojí a mohlo by se poškodit. Další možnost je použití samosvorných diferenciálů, které mají menší mechanickou účinnost a dokážou převádět moment i v jiném poměru, než 50:50. Speciální kategorií jsou pak diferenciály s funkcí vektorování točivého momentu, kde se o rozdělování momentu starají elektronicky ovládané lamelový spojky. Ovšem tyto diferenciály jsou drahé a v případě použití pohonu všech kol jsou potřeba diferenciály tři, dva nápravové a jeden mezinápravový. V takovém případě naroste hmotnost a cena vozidla.

Dynamika vozidla je velmi důležité téma pro pochopení vektorování točivého momentu. Je důležité vědět, jak vznikají jednotlivé síly a momenty v kontaktu pneumatiky s vozovkou. Dále je uvedena třecí kružnice, která určuje kolik síly v podélném a příčném směru je pneumatiky schopna přenést při daném normálovém zatížení. Při akceleraci a zatáčení vznikají také zrychlení působící na vozidlo. Tyto zrychlení způsobují přenos zatížení mezi jednotlivými koly a mění tak velikosti normálových sil. Také je důležitý vznik stáčení vlivem zatočení volantu a samotný stáčecí moment, který nám působí na vozidlo. Tento moment je funkcí příčných, podélných sil a vratných momentů působících na pneumatiky. Už tady můžeme vidět, že rozdílem podélných sil na jedné nápravě lze dosáhnout změny stáčecího momentu, čehož se následně využívá ve vektorování točivého momentu.

Samotné vektorování točivého momentu je to, že na hnané kola se točivý moment rozdělí nezávisle. Tento systém se používá hlavně pro lepší výkon vozidla při zatáčení. Vlivem zatáčení nastává přenos zatížení a kvůli tomu máme více zatížená vnější kola. Vnitřní kolo se odlehčí a výsledkem může být to, že by nebylo schopno přenést kromě hnací podélné síly již žádnou sílu

příčnou. Tím že se točivý moment přenese na vnější kolo je možno využít celý potenciál třecí síly na vnějším kole a dosáhnout přenesení větší boční síly na vnitřním kole. Také tím zvětšíme stáčecí moment působící na vozidlo. Systém vektorování točivého momentu ovšem také spolupracuje s ostatními prvky aktivní bezpečnosti, kdy v kritických situacích se vypíná a přenechává řízení na ostatních prvcích. Vektorování točivého momentu může být provedeno třemi způsoby: a) pasivním, kde rozdíl podélných sil vzniká brzděním jednotlivých kol, b) aktivním, kde se o rozdělení stará již výše zmíněné speciální diferenciály s ovládanými spojkami, c) elektrický, kde se točivý moment rozděluje již na výstupu z jednotlivých elektromotorů, které pohánějí kola nezávisle na sobě.

Systém vektorování točivého momentu ke svému řízení samozřejmě potřebuje zpracovávat data, aby následně bylo rozhodnuto, jak velký točivý moment bude poslán na kola, abychom dosáhli požadovaného stáčecího momentu. K tomu slouží senzory, které jsou umístěny na vozidle a snímají důležité informace, které následně slouží jako vstupní hodnoty. Tento systém by šel navrhnout pomocí zmíněných programů. Samozřejmě je nutnost tento systém nejprve testovat a vyzkoušet jeho přínos pro dané vozidlo. K tomu slouží simulační programy, které lze přímo propojit s programy, ve kterých se řízení navrhuje a můžeme tak testovat ještě před samotnou výrobou vozidla. Simulacemi lze předejít případným chybám, které by se mohli vyskytnout a bylo by je těžké upravit.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] *Hnací ústrojí* [online]. [cit. 2021-02-13]. Dostupné z: https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/industrysolutions/automotive/transmission/pages/default.aspx

[2] *FAU Opory pro bakáláře*. Brno, 2020.

[3] VLK, František. *Koncepce motorových vozidel: Koncepce vozidel, alternativní pohony, komfortní systémy, řízení dynamiky, informační systémy*. Brno: Vlk, 2000. ISBN 80-238-5276-0.

[4] *Přednášky předmětu FAU*. Brno, 2020.

[5] *Pohony 4x4* [online]. 2019 [cit. 2021-02-14]. Dostupné z: https://autobible.euro.cz/pohon-4x4-princip-druhy-vyhody/

[6] *Schaeffler Symposium 2018* [online]. 2018 [cit. 2021-02-19]. Dostupné z: http://schaeffler-events.com/symposium/

[7] *Mitsubishi AYC* [online]. [cit. 2021-03-14]. Dostupné z: https://www.lancerregister.com/faq/G04/g04.html

[8] NOVÁK, Štěpán. Hnací ústrojí moderních hybridních vozidel. Brno, 2020. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125513. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 38 s. Vedoucí práce Václav Otipka

[9] *Types of HEV* [online]. [cit. 2021-02-19]. Dostupné z: https://x-engineer.org/automotive-engineering/vehicle/hybrid/types-hybrid-electric-vehicles-hev/

[10] *Assessment of fuel economy technologies for light-duty vehicles*. Washington: National Academies Press, c2011. ISBN 978-0-309-15607-3.

[11] Shailendra Jain a Lalit Kumar, , Muhammad H. Rashid, ed. *Power Electronics Handbook: Fundamentals of Power Electronics Controlled Electric Propulsion*. 4. vydání. Butterworth-Heinemann, 2018. ISBN 978-0-12-811407-0.

[12] MRAČEK, Pavel. Hnací ústrojí moderních elektromobilů [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06- 25]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125512. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 38 s. Vedoucí práce Václav Otipka.

[13] *Energy conversion and Management: Study on the economic and environmental benefits of different EV powertrain topologies*. 2014. ISSN 0196-8904.

[14] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. Brno, 2000. ISBN 80-238-5275-2.

[15] *Princip práce diferenciálu* [online]. [cit. 2021-02-02]. Dostupné z: http://vladimir.josek.sweb.cz/praxe/04-05/otazky04-05/diferencialy-6.htm

[16] HERKA, M. Současný stav a vývojové tendence v konstrukci diferenciálů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 28 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ondřej Blaťák.

[17] *How differencials work* [online]. [cit. 2021-02-02]. Dostupné z: https://auto.howstuffworks.com/differential3.htm

[18] *Samosvorné diferenciály* [online]. 2016 [cit. 2021-02-03]. Dostupné z: https://www.auto.cz/technika-samosvorne-diferencialy-stejny-ucel-ruzny-princip-92755

[19] *Samosvorný diferenciál s lamelovými spojkami* [online]. [cit. 2021-02-06]. Dostupné z: https://slideplayer.cz/slide/11831278/

[20] *Plated limited slip differential explained* [online]. 2019 [cit. 2021-02-06]. Dostupné z: https://www.kmpdrivetrain.com/differentials/plated-limited-slip-differential-explained/

[21] *Clutch type limited slip differentials* [online]. 2018 [cit. 2021-03-14]. Dostupné z: https://dsportmag.com/the-tech/speed-shop/everything-you-need-to-know-about-limited-slip-differentials/2/

[22] *Torsen differential* [online]. 2020 [cit. 2021-02-07]. Dostupné z: https://www.kmpdrivetrain.com/differentials/torsen-vs-plated-limited-slip-differential/

[23] *Torsen differential types* [online]. [cit. 2021-02-07]. Dostupné z: https://www.sa4x4.co.za/trail-savvy-torsen-diff/

[24] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race Car Vehicle Dynamics*. 5. vydání. Warrendale: SAE International, 1995. ISBN 1-56091-526-9.

[25] SVRŠEK, D. Dynamická interakce automobilu s krytem vozovky. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Fojtášek.

[26] ROUELLE, Claude. *Advanced Vehicle Dynamics Applied to Race Car design and Development: OptimumG*. 2018.

[27] BALKWILL, James. *Performance vehicle dynamics: engineering and applications*. Kidlington, Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann, Elsevier, [2018]. ISBN 978-0-12-812693-6.

[28] PORTEŠ, Petr. *Přednášky předmětu Dynamika Vozidel*. Brno, 2020.

[29] *Continental C16, C18, C19 tire documentation*. 2019.

[30] *Funkce pneumatiky* [online]. 2020 [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: http://www.pneu-asistent.cz/Konstrukce-funkce-a-vyroba-pneumatiky.html

[31] SAWASE, Kaoru a Yuichi USHIRODA. *Improvement of Vehicle Dynamics by Right-and-Left Torque Vectoring System in Various Drivetrains* [online]. 2008 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: https://www.evoscan.com/manuals/EvoX/EvoX%20Technical%20Perspective%20Review/20e_03.pdf

[32] KAISER, Gerd. *Torque vectoring - Linear Parameter-Varying Control for an Electric Vehicle* [online]. Heidelberg, 2014 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: https://d-nb.info/1071620835/34. Disertační práce. Hamburg University of Technology.

[33] STOOP, Anton. *Design and Implementation of Torque Vectoring for the Forze Racing Car* [online]. Delft, 2014 [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: https://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid%3A720ca646-2936-4680-9a63-b7665822c83f. Master of science thesis. Faculty of Mechanical, Maritime and Materials Engineering (3mE) · Delft University of Technology.

[34] *Torque vectoring - KIT Team* [online]. 2017 [cit. 2021-5-6]. Dostupné z: https://blogs.mathworks.com/racing-lounge/2017/11/22/torque-vectoring-ka-race-ing/

[35] *Motion sensors* [online]. 2019 [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: https://www.ceva-dsp.com/ourblog/motion-sensors-how-many-axes-do-you-need/

[36] *Optical sensor vs GPS to measure accurate body velocity and slip angle* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: https://www.datrontechnology.co.uk/why-do-f1-teams-still-prefer-to-use-optical-sensor-technology-rather-than-gps-to-measure-accurate-body-velocity-and-slip-angle/

[37] *Carsim* [online]. [cit. 2021-5-7]. Dostupné z: https://www.carsim.com

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

μ	[-]	Koeficient tření
a	[m]	Rozchod kol na nápravě
a	[m]	Vzdálenost těžiště od přední nápravy
ABS	[-]	Anti-lock braking system
ABS	[-]	Systém proti zablokování brzd
a_d	[$m \cdot s^{-2}$]	Dostředivé zrychlení vozidla
ASD	[-]	Automatic slip control differential
ASD	[-]	Automatická regulace prokluzu
a_x	[$m \cdot s^{-2}$]	Podélné zrychlení
a_y	[$m \cdot s^{-2}$]	Příčné zrychlení vozidla
AYC	[-]	Active yaw control
AYC	[-]	Směřování točivého momentu
b	[m]	Vzdálenost těžiště od zadní nápravy
C_{ml}'	[N]	Maximální boční síla na levém kole
C_{mr}	[N]	Maximální boční síla na pravém kole
C_{mr}'	[N]	Maximální boční síla na pravém kole
CoG		Těžiště vozidla
C_α	[N/º]	Směrová tuhost pneumatiky
D	[N]	Hnací síla
DCCD	[-]	Driver controlled center differential
DCCD	[-]	Řidičem ovládaný mezinápravový diferenciál
D_l	[N]	Podélná síla na levém kole
D_r	[N]	Podélná síla na pravém kole
ESD	[-]	Samosvorný diferenciál s elektronickou uzávěrkou
ESP	[-]	Electronic stability program
ESP	[-]	Elektronický stabilizační program
ESC	[-]	Electronic stability control
ESC	[-]	Elektronický stabilizační program
$F_{výsledná}$	[N]	Celková třecí síla pneumatiky
F_x	[N]	Podélná síla
F_{XFL}	[N]	Podélná síla předního levého kola
F_{XFR}	[N]	Podélná síla předního pravého kola

F_{XRL}	[N]	Podélná síla zadního levého kola
F_{XRR}	[N]	Podélná síla zadního pravého kola
F_y	[N]	Příčná síla
F_{YFL}	[N]	Příčná síla předního levého kola
F_{YFR}	[N]	Příčná síla předního pravého kola
F_{YRL}	[N]	Příčná síla zadního levého kola
F_{YRR}	[N]	Příčná síla zadního pravého kola
F_z	[N]	Normálová síla
F_{ZF}	[N]	Celková síla na přední nápravě
F_{ZI}	[N]	Celková síla na kolech na vnější straně zatáčky
F_{ZO}	[N]	Celková síla na kolech na vnitřní straně zatáčky
F_{zr}	[N]	Reakční síla na sílu normálovou
F_{ZR}	[N]	Celková síla na zadní nápravě
g	[$m \cdot s^{-2}$]	Gravitační zrychlení
GPS	[-]	Global positioning system
GPS	[-]	Globální polohový systém
h	[m]	Výška těžiště nad vozovkou
IA	[º]	Úhel odklonu
IMU	[-]	Inertial measurement unit
IMU	[-]	Inerciální měřící jednotka
IP	[kPa]	Tlak v pneumatice
I_{ZZ}	[$kg \cdot m^2$]	Moment setrvačnosti vozidla kolem osy z
K	[-]	Skluz
l	[m]	Rozvor vozidla
m	[kg]	Hmotnost vozidla
M_g	[Nm]	Výsledný stáčecí moment
M_l	[Nm]	Točivý moment na levém kole
M_p	[Nm]	Točivý moment na pravém kole
M_t	[Nm]	Celkový točivý moment
M_x	[Nm]	Klopný moment
M_y	[Nm]	Moment valivého odporu
M_z	[Nm]	Vratný moment
M_{zFL}	[Nm]	Vratný moment předního levého kola

M_{zFR}	[Nm]	Vratný moment předního pravého kola
M_{zRL}	[Nm]	Vratný moment zadního levého kola
M_{zRR}	[Nm]	Vratný moment zadního pravého kola
N	[Nm]	Stáčecí moment
n_l	[s^{-1}]	Otáčky levého kola
n_p	[s^{-1}]	Otáčky pravého kola
R	[m]	Poloměr zatáčky
r	[$rad \cdot s^{-1}$]	Úhlová rychlost vozidla při stáčení – stáčivá rychlost
R	[m]	Poloměr kola
r_{dyn}	[m]	Poloměr kola
r_e	[m]	Efektivní poloměr kola
R_l	[N]	Celková třecí síla na levém kole
R_r	[N]	Celková třecí síla na pravém kole
SAE	[-]	Society of automotive engineers
SAE	[-]	Společnost automobilních inženýrů
s_l	[m]	Dráha levého kola
s_p	[m]	Dráha pravého kola
s_t	[m]	Dráha středu nápravy
SUV	[-]	Sportovně užitkový vůz
t	[m]	Rozchod vozidla
TCS	[-]	Traction control system
TCS	[-]	Kontrola trakce
T_e	[Nm]	Točivý moment z motoru
T_f	[m]	Rozchod vozidla na zadní nápravě
t_l	[s]	Čas pohybu levého kola
t_p	[s]	Čas pohybu pravého kola
T_r	[m]	Rozchod vozidla na přední nápravě
t_t	[s]	Čas pohybu středu nápravy
T_v	[Nm]	Vektorovaný točivý moment
v_l	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost levého kola
v_p	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost pravého kola
v_t	[$m \cdot s^{-1}$]	Rychlost středu nápravy
v_x	[$m \cdot s^{-1}$]	Podélná rychlost

v_y	$[m \cdot s^{-1}]$	Příčná rychlost
W	[m]	Rozchod kol
α	[º]	Úhel směrové úchylky
β	[º]	Úhel směrové úchylky vozidla
γ	[º]	Úhel odklonu
δ	[º]	Úhel natočení kol
ΔC_m	[N]	Maximum boční síly
ΔD	[N]	Rozdíl podélných sil mezi koly
ε	[º]	Úhel příklonu osy řízení
Ω	$[rad \cdot s^{-1}]$	Úhlová rychlost kola
ω_l	$[s^{-1}]$	Úhlová rychlost levého kola
ω_p	$[s^{-1}]$	Úhlová rychlost pravého kola