

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Diferenciály s funkcí Torque Vectoring

Torque Vectoring Differentials

Jan Soukup

Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Studijní obor: 2301R000 bez oboru

Praha 2018

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Soukup** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **459619**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Diferenciály s funkcí Torque Vectoring

Název bakalářské práce anglicky:

Torque Vectoring Differentials

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte rešerši systémů s diferenciálem vybaveným systém Toque vectoring. Pomocí zjednodušeného modelu definujte rozdělení hnací síly a otáček mezi pravé a levé kolo hnací nápravy. Vozidlo jede ustálenou rychlostí.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

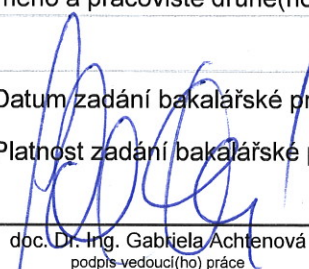
doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **11.07.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: _____


doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová
podpis vedoucí(ho) práce


doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

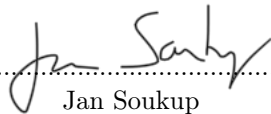
24.4.2018
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci na téma *Diferenciály s funkcí Torque Vectoring* vypracoval samostatně pod vedením doc. Dr. Ing. Gabriely Achtenové s použitím literatury uvedené na konci této práce.

V Praze dne 5. 6. 2018

.....

Jan Soukup

Poděkování

Děkuji vedoucí bakalářské práce, doc. Dr. Ing. Gabriele Achtenové, za uvedení do tématu a následné odborné vedení, rady a detailní připomínky pro vypracování této práce.

Anotace

Diferenciály s funkcí torque vectoring jsou používány pro zlepšení manipulovatelnosti vozidla řízením stáčivého momentu. Toho je docíleno dělením točivého momentu v potřebném poměru mezi jednotlivá kola pomocí převodů ovládaných spojkami, připojených k otevřenému diferenciálu. Tato bakalářská práce uvádí doposud používaná řešení diferenciálů s touto funkcí a jejich vzájemné porovnání. V závěrečné části práce je proveden výpočet rozdělení točivého momentu v běžném diferenciálu jako jeden z podnětů pro vývoj torque vectoring diferenciálů.

Klíčová slova: diferenciály, torque vectoring, přenos točivého momentu, aktivní řízení stáčivosti

Abstract

Torque vectoring differentials are used to enhance vehicle's handling characteristics by controlling its yaw moment. This is achieved by varying the amounts of torque sent to individual wheels using clutch operated gearsets connected to an open differential. This bachelor's thesis presents an analysis and mutual comparison of such differentials used in vehicles thus far. In the final part of the thesis, a calculation of torque split in regular differential is carried out as one of the motives for torque vectoring differential development.

Keywords: differentials, torque vectoring, torque transfer, active yaw control

Obsah

1 Úvod	1
2 Teoretický základ	2
2.1 Dynamika jízdy	2
2.1.1 Souřadnicový systém	2
2.1.2 Pohybové rovnice	2
2.1.3 Trakce	3
2.1.4 Přenos zatížení	4
2.1.5 Torque vectoring	4
2.2 Diferenciály	6
2.2.1 Konstrukce diferenciálu	6
2.2.2 Svorné a uzamykatelné diferenciály	6
2.2.3 Kinematické poměry	6
2.2.4 Momentové poměry a účinnost	7
3 Torque vectoring diferenciály	8
3.1 Mitsubishi Motors	8
3.1.1 AYC	8
3.1.2 S-AYC	10
3.2 Honda	12
3.3 Ricardo	15
3.4 ZF Friedrichshafen a GKN	18
3.5 Magna International	20
3.6 Alternativní řešení	22
3.7 Shrnutí	22
4 Výpočet dělení výkonu	24
4.1 Otáčky	24
4.2 Hnací síla	25
4.2.1 Příklad bez ztrát	25
4.2.2 Příklad se ztrátami	26
4.3 Reálná situace	28
4.3.1 Otáčky	28
4.3.2 Normálové zatížení kol	28
4.3.3 Přenositelné hnací síly	30
5 Závěr	31
Seznam použitých symbolů	32
Seznam použité literatury	33

1 Úvod

Diferenciál jako součást hnacího ústrojí vozidla je mechanismus s minimálně dvěma stupni volnosti, který slouží k rozdělování točivého momentu ze vstupní hřídele na hřídele výstupní a zároveň dovoluje relativní úhlovou rychlost výstupů. V základní podobě jako otevřený diferenciál na nápravě vozidla umožňuje rozdílné otáčky vnějšího a vnitřního kola při průjezdu zatáčkou s rovnoměrným rozdělením točivého momentu (poměr 1:1).

Rovnoměrné rozdělení momentu ale začne být nežádoucí v případě snížení trakce na jednom z kol vlivem snížení koeficientu adheze mezi kolem a vozovkou nebo přenosu zatížení při průjezdu zatáčkou, kdy kolu s nižší trakcí stačí menší točivý moment k prokluzu, čímž je omezen i točivý moment a tudíž i hnací síla kola druhého. Toto mají řešit svorné diferenciály, které vyvinutím vnitřního tření omezují rozdíl otáček hnaných hřídelí a tím přivádí větší točivý moment na pomalejší kolo. Jako důsledek je však omezena i původní funkce diferenciálu, což zhoršuje neutrální průjezd zatáčkou při pomalejších rychlostech, protože přiváděním většího točivého momentu na vnitřní, pomalejší kolo vzniká stáčivý moment opačného smyslu než vyvolává řídicí náprava.

Na základě výše zmíněných nedostatků jsou vyvíjeny diferenciály s funkcí *torque vectoring* (v překladu *směrování točivého momentu*), které podle vyhodnocení řídicí jednotky dokáží pomocí spojek a převodů rozdělovat (směrovat) točivý moment v potřebném poměru, čímž je zlepšena manipulovatelnost a bezpečnost vozidla. Toto řešení navíc není doprovázeno ztrátami výkonu, které jsou přítomny u elektronických systémů pro řízení stáčivého momentu využívajících brzdění jednotlivých kol.

Cílem této bakalářské práce je rešerše diferenciálů vybavených právě funkcí *torque vectoring* (dále jen *TV diferenciály*) a jejich konstrukčním řešením. Nejprve je však popsána motivace pro jejich existenci z hlediska dynamiky jízdy vozidla. Práce je zakončena výpočty rozdělení otáček a točivého momentu na modelu hnací nápravy.

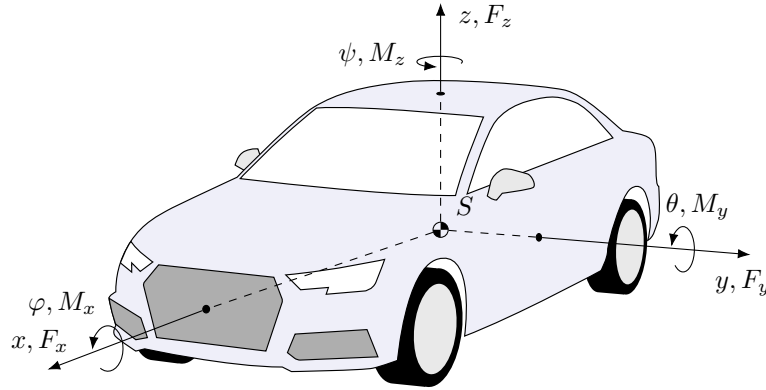
2 Teoretický základ

Tato část je věnována nastínění funkce TV diferenciálů jednak z hlediska dynamiky jízdy jako prvků zlepšujících ovladatelnost a jednak z hlediska konstrukce v porovnání s ostatními typy diferenciálů.

2.1 Dynamika jízdy

2.1.1 Souřadnicový systém

Pro popis pohybu je nejprve potřeba referenční soustava vozidla. Obvykle se na základě normy [1] zavádí pravotočivý souřadnicový systém, jenž je fixován s odpruženou hmotou, s počátkem v hmotném středu. Osa x směřuje dopředu a je rovnoběžná s podélnou rovinou symetrie vozidla, osa y je kolmá na podélnou rovinu symetrie a směřuje doleva. Osa z doplňuje pravotočivý systém a směřuje nahoru. Pozice a orientace tohoto systému je pak popisována vůči globálnímu systému fixovanému se zemí.



Obrázek 2.1: Souřadnicový systém vozidla

Značení silových účinků znázorňuje obrázek 2.1. Ve směru x působí *podélné* síly F_x , ve směru y *boční* síly F_y a ve směru z *normálové* síly F_z . Moment M_x v rovině yz vyvolávající úhel natočení φ se nazývá *klopivý*, moment M_y v rovině xz vyvolávající úhel natočení θ se nazývá *klonivý* a moment M_z v rovině xy vyvolávající úhel natočení ψ se nazývá *stáčivý*.

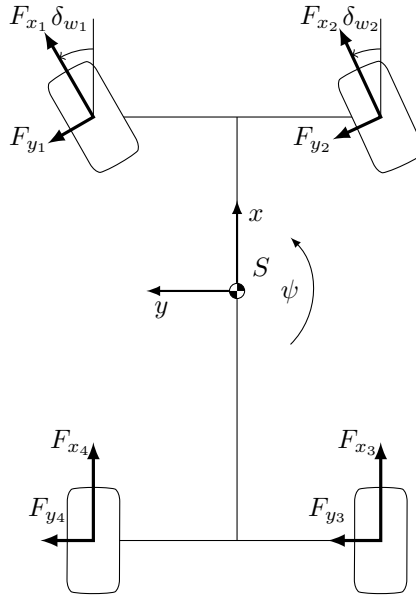
2.1.2 Pohybové rovnice

Veškeré síly pro ovládání vozidla jsou přenášeny mezi pneumatikami a vozovkou. V podélném směru x je to zejména hnací nebo brzdná síla $F_x = T/r_{ef}$, kde r_{ef} je efektivní poloměr pneumatiky a T buď hnací moment motoru nebo v opačném smyslu moment brzdny (ať už vyvolaný brzdami nebo motorem). Ve směru y jsou to hlavně boční síly při zatáčení. Pro popsání pohybu vozidla z hlediska ovladatelnosti postačí rovinný model se třemi stupni volnosti zanedbávající účinky odpružení a chovající se jako tuhé těleso. Tento model je spolu s výše zmíněnými silami ilustrován na obrázku 2.2. Pohybové rovnice pro každý stupeň volnosti jsou pak:

$$F_x = ma_x = \sum_{i=1}^4 F_{x_i} \cos \delta_{w_i} - \sum_{i=1}^4 F_{y_i} \sin \delta_{w_i} - F_o \quad (2.1a)$$

$$F_y = ma_y = \sum_{i=1}^4 F_{x_i} \sin \delta_{w_i} + \sum_{i=1}^4 F_{y_i} \cos \delta_{w_i} \quad (2.1b)$$

$$M_z = J_z \ddot{\psi} = \sum_{i=1}^4 F_{x_i} \sin \delta_{w_i} x_i + \sum_{i=1}^4 F_{y_i} \cos \delta_{w_i} x_i - \sum_{i=1}^4 F_{x_i} \cos \delta_{w_i} y_i - \sum_{i=1}^4 F_{y_i} \sin \delta_{w_i} y_i \quad (2.1c)$$



Obrázek 2.2: Rovinný model vozidla

kde m je hmotnost vozidla, J_z moment setrvačnosti vozidla k ose z , a_x a a_y složky zrychlení vozidla, $\ddot{\psi}$ stáčivé zrychlení kolem osy z , F_{x_i} a F_{y_i} složky sil mezi pneumatikou a vozovkou v lokálním souřadnicovém systému pneumatiky, δ_{w_i} úhel natočení příslušného kola, F_o aerodynamická odporová síla a x_i a y_i souřadnice jednotlivých kol vůči hmotnému středu S . V případě vozidla s řídicí pouze přední nápravou je $\delta_{w_3} = \delta_{w_4} = 0$. Vratné momenty pneumatik jsou zde zanedbány.

2.1.3 Trakce

Velikost maximální síly F_{\max} , kterou lze přenést na vozovku, je dána lineární závislostí

$$F_{\max} = \mu F_z \quad (2.2)$$

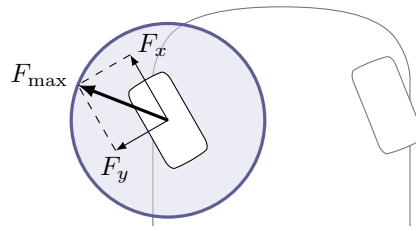
kde μ je součinitel adheze mezi pneumatikou a vozovkou a F_z normálová síla působící na kolo. Síla F je výslednicí dílčích složek F_x a F_y (vztaženo k lokálnímu souřadnicovému systému kola).

Na základě tohoto se zavádí *kružnice přilnavosti* [2], jež je zobrazena na obrázku 2.3. Jde o model znázorňující limit přenositelné síly jednoho kola tak, že vektorový součet okamžité podélné a boční síly nemůže přesáhnout poloměr této kružnice:

$$F_{\max} \geq \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (2.3)$$

To znamená, že při zvýšení přenášené podélné síly se sníží dosažitelná velikost boční síly a naopak. Pokud by k překročení došlo, síly přestanou být zachycovány vozovkou a auto ztrácí ovladatelnost. Například v případě vyvození přidavné hnací nebo brzdné síly F_x při prudkém průjezdu zatáčkou, kdy již boční síla F_y dosahuje trakčního limitu, dojde k protočení, resp. zablokování kol a ztrátě stability nápravy. Podle toho, o kterou nápravu se jedná, dojde buď k nedotáčivému (přední) nebo přetáčivému (zadní) smyku.

Nutno dodat, že se jedná o zjednodušený model – ve skutečnosti má omezující křivka spíše tvar elipsy z důvodu rozdílných hodnot součinitelů adheze μ_x a μ_y v těchto dvou směrech [3]. Stejně tak ve skutečnosti (2.2) neplatí přesně, neboť závislost $F_{y\max} = f(F_z)$ se mění mírně pomaleji než lineárně a po dosažení určité hodnoty začne s rostoucí normálovou silou F_z klesat [2].



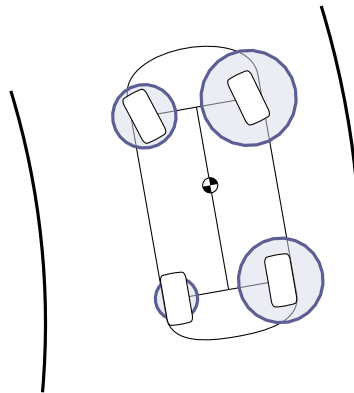
Obrázek 2.3: Kružnice přilnavosti

2.1.4 Přenos zatížení

Protože síly v kontaktních plochách pneumatik způsobující zrychlení vozidla neprocházejí těžištěm, které je vždy v určité vzdálenosti nad úrovní vozovky, generují tyto síly přídavné klopivé a klonivé momenty, které musí být zachyceny normálovými silami F_z působícími na kola. Jinými slovy, zrychlení v podélném i příčném směru je doprovázeno rozdíly v zatížení mezi přední a zadní nápravou, resp. vnitřními a vnějšími koly. Výsledná normálová síla na kolo je pak

$$\begin{aligned} F_{zfr} &= 0,5F_{z0fr} \pm \Delta F_{zx} \pm \Delta F_{zyfr} \quad (\text{pro přední nápravu}) \\ F_{zre} &= 0,5F_{z0re} \pm \Delta F_{zx} \pm \Delta F_{zyre} \quad (\text{pro zadní nápravu}) \end{aligned} \quad (2.4)$$

kde F_{z0} je statické zatížení nápravy, ΔF_{zx} zatížení vzniklé podélným zrychlením a ΔF_{zy} zatížení vzniklé bočním zrychlením. Rozložení F_{z0} a F_{zy} mezi přední a zadní kola závisí při uvažování tuhého vozidla na podélné pozici těžiště. Při zohlednění odpružení závisí rozložení F_{zy} ještě na klopné tuhosti a pozici středů klopení [4]. Z (2.2) a (2.4) je evidentní, že každé kolo má během jízdy k dispozici jiné množství trakce.



Obrázek 2.4: Přenos zatížení při průjezdu levotočivou zatáčkou při současném brzdění

Konkrétní případ je zobrazen na obrázku 2.4, kde vozidlo projíždí levotočivou zatáčkou při současném brzdění. Dostupná trakce na každém kole je reprezentována kružnicemi přilnavosti (součinitel adheze μ je uvažován pro všechna kola stejný). Z obrázku je patrné, že při průjezdu zatáčkou by vnější kola byla teoreticky schopna přenést větší sílu než kola vnitřní, a tím umožnit rychlejší a stabilnější průjezd zatáčkou.

2.1.5 Torque vectoring

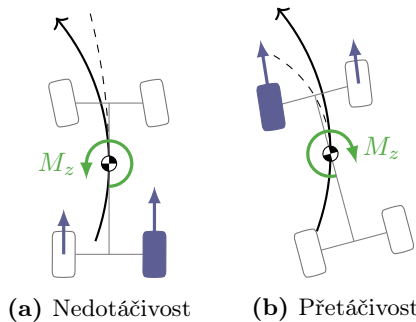
Z (2.1c) plyne, že kromě bočních sil F_y se na stáčivém momentu M_z podílí i podélné síly F_x . Při běžné jízdě s otevřeným diferenciálem (diferenciálem se zanedbatelnými ztrátami), který přenáší na obě kola přibližně stejný točivý moment, jsou tyto síly na obou stranách téměř vyrovnány, a proto je jejich výsledný moment minimální. To znamená, že ve výsledku je stáčivý moment

2. TEORETICKÝ ZÁKLAD

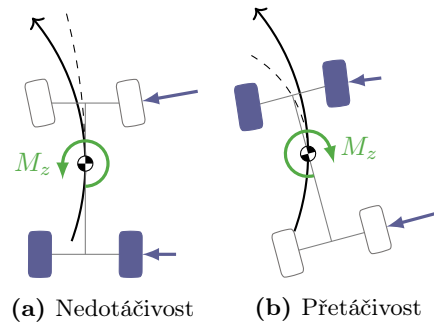
tvoreň zejména silami bočními. Pro lepší ovladatelnost a stabilitu vozidla je ale výhodné řízení stáčívého momentu i rozdílem velikostí podélných sil kol určité nápravy, a tím kompenzovat náchylnost k nedotáčivosti nebo přetáčivosti.

Jedním ze způsobu, jak docílit tohoto rozdílu, je aplikovat brzdy na jedné straně nápravy, což vytvoří přídatný stáčívý moment požadovaného směru. Toho je využíváno u elektronických systémů jako ESP (electronic stability program), který zasahuje v případě detekování ztráty kontroly nadměrnou nebo nedostatečnou stáčívou rychlostí. Přestože jsou tyto systémy velmi efektivní jako bezpečnostní pro vyrovnání stability v krizových situacích, z důvodu nízké účinnosti vlivem disipace energie teplem je výsledná hnací síla menší, a proto je tento způsob korekce stáčívosti omezující při sportovnějši jízdě. Dlouhodobé zahřívání brzd také vede k dočasnému zeslabení jejich účinku a celkově dochází k jejich dřívějšímu opotřebení.

Druhým způsobem určeným pro dynamickou jízdu je právě směrování točívého momentu (torque vectoring) na ta kola, kde je to z hlediska situace výhodné. Narozdíl od výše zmíněných brzdňých systémů zde nedochází k cíleným ztrátám již vyprodukovaného výkonu, a proto vykazují TV systémy značně větší účinnost. Protože vhodným přerozdělením hnacích sil jednotlivých kol lze také dosáhnout většího bočního zrychlení (rychlejšího průjezdu zatáčkou) bez ztráty stability, bývají vozidla vybavená tímto systémem označována jako agilnější a „zábavnější“ pro jízdu.



Obrázek 2.5: TV užitím nápravového diferenciálu



Obrázek 2.6: TV užitím mezinápravového diferenciálu

Konstrukce může umožňovat směrování točívého momentu v potřebném poměru jak na přední a zadní nápravu pomocí mezinápravového TV diferenciálu, tak zároveň i na levé a pravé kolo pomocí nápravových TV diferenciálů. Na obrázcích 2.5 a 2.6 jsou zobrazeny čtyři případy funkce takového systému. Nedotáčivý smyk, kdy přední náprava ztratila přilnavost, může být korigován posíláním většího točívého momentu na vnější zadní kolo (Obr. 2.5a). Obdobně přetáčivý smyk, kdy zadní náprava ztratila přilnavost, může být korigován posíláním většího točívého momentu na vnitřní přední kolo (Obr. 2.5b). Stáčívost může být řízena i jen pomocí mezinápravového diferenciálu využitím vzájemného ovlivňování maximální přenositelné boční a podélné síly podle (2.3) a to tak, že při nedotáčivém smyku je více točívého momentu posíláno na zadní nápravu, což umožňuje přenos větších bočních sil přední nápravy zatáčením a zároveň zvýšením podélných sil na zadní nápravě snižuje potenciální přenositelnou boční sílu (Obr. 2.6a). Rozdíl bočních sil mezi nápravami pak generuje požadovaný stáčívý moment. Naopak při přetáčivém smyku je točívý moment posílán na přední nápravu, čímž se umožní přenos větších bočních sil zadní nápravou a sníží se maximální dosažitelná boční síla přední nápravy (Obr. 2.6b).

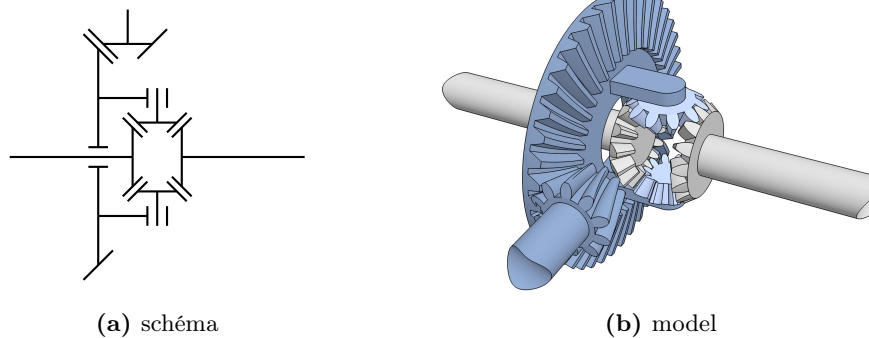
Protože použitím nápravového a mezinápravového TV diferenciálu zároveň dojde jen k minimálnímu zlepšení chování oproti použití pouze TV diferenciálu nápravového [5], vzhledem k vysoké hmotnosti, ceně a komplexitě konstrukce těchto řešení se obvykle používá pouze nápravový TV diferenciál na jedné z náprav. Jednodušších TV systémů se dá dosáhnout u elektrických vozidel, kde každou nápravu, nebo dokonce každé kolo pohání samostatný elektromotor, jehož točívý moment může být regulován v řádu milisekund. Čistě elektrická řešení ale přesahují obsah této práce.

2.2 Diferenciály

Aby mohl výkon z motoru pohánět alespoň dvě kola, musí být rozdělen na dva výstupy. Těm musí být zároveň umožněno otáčet se různou rychlostí, aby při průjezdu zatáčkou nedocházelo k nadměrnému skluzu, protože každé kolo se odvaluje po kružnici s jiným poloměrem. Mechanismus, který tyto požadavky splňuje, se nazývá *diferenciál*.

2.2.1 Konstrukce diferenciálu

Za základní konstrukci používanou ve většině vozidel, se považuje kuželový otevřený diferenciál (Obr. 2.7). Vstupní hřídel roztáčí talířové kolo pevně spojené s klecí, která funguje jako unašeč satelitů. Volně otočné satelity jsou v záběru s planetovými koly, jež jsou pevně spojeny s výstupními hřídeli. Protože obě planetová kola mají stejný počet zubů a velikost, je rozdělení točivého momentu mezi výstupy 1:1.



Obrázek 2.7: Kuželový otevřený diferenciál – talířové kolo a unašeč (tmavě modrá), satelity (světle modrá), planety a výstupní hřídele (šedá)

2.2.2 Svorné a uzamykatelné diferenciály

Rozdělení točivého momentu v poměru 1:1 otevřeného diferenciálu začne být nežádoucí v případě poklesu maximální přenositelné síly z (2.2) na jednom kole, ať už z důvodu poklesu součinitele adheze μ na kluzkém povrchu nebo normálové síly F_z vlivem přenosu zatížení v zatáčkách. Při překročení určité hodnoty točivého momentu se tak kolo s nižší trakcí začne protáčet a moment dále nenarůstá. Přestože by druhé kolo mohlo přenést větší sílu, z důvodu symetrické konstrukce je velikost točivého momentu limitována kolem s nižší trakcí.

Z tohoto důvodu existují svorné diferenciály, které vlivem vnitřního tření snižují účinnost a omezují tak relativní pohyb unašeče a výstupních hřídelí. To pak umožňuje přenést točivý moment na kola v různém poměru. Řešení může být čistě mechanické, kdy je svornost závislá na přenášeném momentu nebo rozdílu otáček, ale i s pomocí elektroniky, kdy svornost ovládá řídicí jednotka podle dynamiky jízdy. Jako extrémní případ svornosti je pak úplné uzamčení diferenciálu, při kterém jsou vzájemně spojeny libovolné dva členy, takže úhlové rychlosti obou kol se rovnají.

2.2.3 Kinematické poměry

Při ideální jízdě rovně se obě kola (výstupy) otáčejí stejnou rychlostí a satelity se otáčejí pouze s unašečem, ale nerotují kolem své osy. Při jízdě zatáčkou vzniká mezi výstupy rozdíl otáček a satelity začnou rotovat kolem své osy. Protože jsou satelity v záběru s oběma koly, je zajištěn následující vztah rychlostí výstupů:

$$\omega_e = \omega_c + \Delta\omega \quad \text{a} \quad \omega_i = \omega_c - \Delta\omega \quad (2.5)$$

2. TEORETICKÝ ZÁKLAD

kde ω_e je rychlost vnějšího (rychlejšího) kola, ω_i rychlost vnitřního (pomalejšího) kola a ω_c rychlost unašeče (klece). Poměr rychlostí vůči kleci je pak:

$$i_{ei}^c = \frac{\omega_e - \omega_c}{\omega_i - \omega_c} = \frac{\omega_c + \Delta\omega - \omega_c}{\omega_c - \Delta\omega - \omega_c} = -1 \quad (2.6)$$

Diferenciál, pro který platí (2.6), se nazývá *symetrický*.

2.2.4 Momentové poměry a účinnost

Protože je diferenciál planetové soukolí se dvěma stupni volnosti, výpočty jsou značeny na základě [6]. Podrobnější výpočet je proveden později v části 4.2. Pro každý diferenciál platí rovnice rovnováhy točivých momentů:

$$T_c + T_e + T_i = 0 \quad (2.7)$$

a rovnice rovnováhy výkonů:

$$P_c + P_e + P_i + P_\xi = 0 \quad (2.8)$$

kde P_ξ je ztrátový výkon. Po substituci $P = T\omega$ a spojení (2.7) s (2.8) vyjde výraz:

$$\underbrace{T_e(\omega_e - \omega_c)}_{P_e^c} + \underbrace{T_i(\omega_i - \omega_c)}_{P_i^c} + P_\xi = 0 \quad (2.9)$$

kde P_e^c a P_i^c jsou relativní výkony pohybu vůči vstupu – v tomto případě unašeč c. Při toku výkonu od motoru (vstup) na hřídele kol (výstup) c \rightarrow (e+i) jsou znaménka jednotlivých členů:

$$\begin{aligned} T_e < 0, \quad (\omega_e - \omega_c) > 0 &\rightarrow T_e(\omega_e - \omega_c) < 0 \\ T_i < 0, \quad (\omega_i - \omega_c) < 0 &\rightarrow T_i(\omega_i - \omega_c) > 0 \end{aligned} \quad (2.10)$$

Proto je v tomto případě vnitřní kolo hnací a pro ztrátový výkon platí $P_\xi = -P_i^c(1 - \eta^c)$. Dosazením do (2.9) a úpravou vyjde:

$$\frac{T_e}{T_i} = -i_{ie}^c \eta^c \quad (2.11)$$

Protože pro symetrický diferenciál podle (2.6) platí $i_{ie}^c = i_{ei}^c = -1$, výsledný poměr točivých momentů je

$$\frac{T_e}{T_i} = \eta^c \quad (2.12)$$

Při brzdění motorem je tok výkonu, a proto i výsledný poměr momentů, opačný.

Pro úplnost, indexy e (vnější) a i (vnitřní) platí pouze za předpokladu, že vnitřní kolo se točí pomaleji než vnější. Při rychlém průjezdu zatáčkou se vnitřní kolo vlivem odstředivého zrychlení nemusí dotýkat vozovky, a proto může dojít k protáčení vyšší rychlostí než se odvaluje kolo vnější.

Z (2.12) plyne, že při průjezdu zatáčkou a současném toku výkonu z motoru je vlivem účinnosti diferenciálu na vnitřní kolo přenášen větší točivý moment než na kolo vnější. U otevřených diferenciálů, které mívají vysokou účinnost, je tento rozdíl většinou zanedbatelný. Naproti tomu u svorných diferenciálů, které vnitřním třením svoji účinnost snižují, je rozdíl momentů a tudíž i hnacích sil větší. Tento rozdíl sil pak podle (2.1c) v zatáčce generuje stáčivý moment M_z opačného smyslu než řídicí náprava, čímž se zvyšuje nedotáčivost vozidla. Vlivem přenosu zatížení zároveň působí na vnější kolo větší normálová síla (sekce 2.1.4), a proto by mohlo přenést větší točivý moment než kolo vnitřní.

To vede k hlavnímu tématu této bakalářské práce, jež jsou torque vectoring diferenciály, které tyto nedostatky odstraňují při současném zachování výhod svorných diferenciálů.

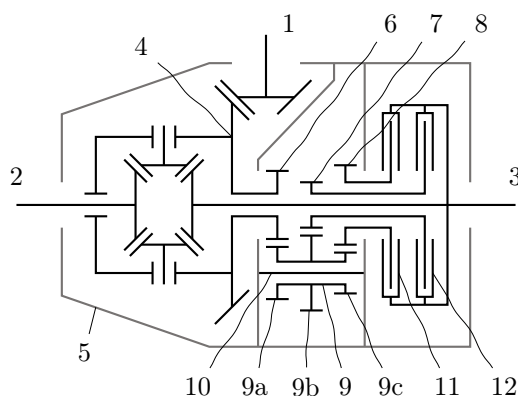
3 Torque vectoring diferenciály

Samotný termín *torque vectoring* se začal objevovat až kolem roku 2004, nicméně systémy rozdělující točivý moment mezi kola v požadovaném poměru vznikají již od poloviny devadesátých let. V této kapitole jsou popsána doposud vyvinutá a používaná konstrukční řešení jednotlivých výrobců.

3.1 Mitsubishi Motors

3.1.1 AYC

Jako první zakomponovala diferenciál vybavený tímto systémem do produkčního vozidla firma *Mitsubishi Motors* pod názvem *Active Yaw Control (AYC)*, a to konkrétně do modelu *Lancer Evolution* čtvrté generace uvedeného v roce 1996. Jedná se o diferenciál na zadní nápravě rozdělující točivý moment mezi levé a pravé zadní kolo. Již podle názvu je patrné, že systém aktivně řídí stáčivý moment, což má umožňovat lepší chování v zatáčkách. Jako vstupní parametry reprezentující záměr řidiče jsou úhel natočení volantu a pozice plynového pedálu. Dále jsou snímány rychlosti jednotlivých kol a podélné a boční zrychlení vozidla. Podle toho je pak vyhodnocen potřebný stáčivý moment a velikost silové dvojice k jeho vygenerování. [7]



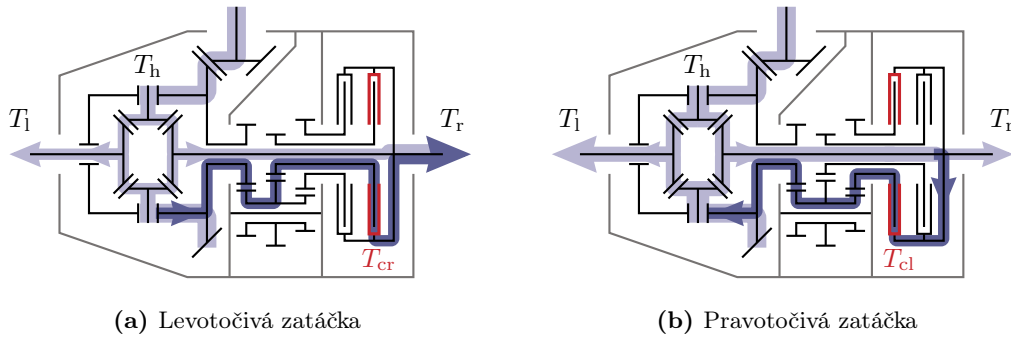
Obrázek 3.1: Schéma AYC jednotky (popis v textu)

Schéma celé jednotky je podle [8] na obrázku 3.1. Základem mechanismu je část s klasickým kuželovým otevřeným diferenciálem, na který je přiváděn výkon ze vstupní hřídele (1) pomocí talířového kola spojeného s klecí (4). Levá výstupní hřídel (2) pohání levé kolo a pravá výstupní hřídel (3) pohání pravé kolo. Točivý moment je mezi kola dělen v poměru 1:1. Oproti klasickému diferenciálu je však AYC jednotka vybavena částí s planetovým převodem a částí se dvěma hydraulicky ovládanými lamelovými spojkami (11, 12), které fungují jako řazení převodu do rychla nebo do pomala.

Planetový převod se skládá ze tří planetových kol (6, 7, 8) a tří trojitých satelitů (9) po obvodu unašeče (10) pevně spojeného s klecí celé jednotky (5), tzn. že unašeč (10) je zastaven a satelity (9) se otáčejí pouze kolem své osy. Satelity (9) jsou tvořeny třemi pastorkami (9a, 9b, 9c). První planetové kolo (6) je na hřídeli pevně spojeno s klecí kuželového diferenciálu (4), druhé planetové kolo (7) zajišťující převod do rychla je na hřídeli s lamelami pravé spojky (12) a třetí planetové kolo (8) zajišťující převod do pomala na hřídeli s lamelami levé spojky (11). Zbylé lamely obou spojek rotují s pravou výstupní hřídelí (3).

Funkce systému

Při jízdě rovně se celý mechanismus chová jako otevřený diferenciál. Točivý moment je ze vstupní hřídele (1) přes klec diferenciálu (4) symetricky dělen na výstupní hřídele (2, 3). Současně jsou


Obrázek 3.2: AYC při průjezdu zatáčkou

v záběru planetová kola (6, 7, 8) s trojitými satelity (9). Protože spojky (11, 12) nejsou sepnuté, jejich lamely rotují nezávisle na sobě pouze s příslušnými částmi, na kterých jsou upevněny, a dále nijak neovlivňují chod diferenciálu.

Průjezd levotočivou zatáčkou je zobrazen na obrázku 3.2a. Pokud tak vyhodnotí řídicí jednotka, pravá spojka (12) začne spínat a přenášet točivý moment z rychleji se otáčející duté hřídele s ozubeným kolem (7) na pravou výstupní hřídel (3). Na dutou hřídel zároveň působí stejný točivý moment opačného směru (proti otáčení), který je přes převod násoben a veden na klec diferenciálu (4). Výsledkem je snížení točivého momentu na levém kole (2) a zvýšení točivého momentu na pravém kole (3). Následný rozdíl hnacích sil mezi levým a pravým kolem generuje stáčivý moment požadovaného smyslu.

Průjezd pravotočivou zatáčkou je obdobně zobrazen na obrázku 3.2b. Pokud tak vyhodnotí řídicí jednotka, levá spojka (11) začne spínat a přenášet točivý moment z rychleji se otáčející pravé výstupní hřídele (3) na dutou hřídel s ozubeným kolem (8). Točivý moment je přes převod redukován a veden na klec diferenciálu (4). Tím je zajištěno zvýšení točivého momentu na levém kole (2) a snížení točivého momentu na pravém kole (3). Následný rozdíl hnacích sil mezi levým a pravým kolem opět generuje stáčivý moment požadovaného smyslu.

Protože točivý moment lze pomocí spojky přenášet pouze z rychlejšího členu na pomalejší, může se stát, že při velmi malém poloměru zatáčky, kdy je velký rozdíl otáček mezi koly a klecí diferenciálu, systém nebude fungovat. Planetové převody mezi spojkami a klecí diferenciálu jsou tedy navrhovány s ohledem na nejmenší poloměr zatáčky (největší rozdíl otáček kol).

Dělení točivého momentu

Při spínání pravé spojky (Obr. 3.2a), kdy je větší moment přiváděn na pravé kolo, což většinou odpovídá levotočivé zatáčce, jsou točivé momenty přiváděny na jednotlivá kola:

$$\begin{aligned} T_l &= \frac{1}{2} (T_h - i_r T_{cr}) \\ T_r &= \frac{1}{2} (T_h - i_r T_{cr}) + T_{cr} \end{aligned} \quad (3.1)$$

kde T_l a T_r je točivý moment přiváděn na levé, resp. pravé kolo, T_h točivý moment přiváděný na klec ze vstupní hřídele, T_{cr} točivý moment vyvolaný pravou spojkou a $i_r = z_{9b}/z_7 \cdot z_6/z_{9a}$ převodový poměr části planetového převodu zabírající s pravou spojkou (z_n jsou počety zubů jednotlivých kol). Rozdíl točivých momentů je pak:

$$\Delta T = T_r - T_l = T_{cr} \quad (3.2)$$

Při spínání levé spojky (Obr. 3.2b), kdy je větší moment přiváděn na levé kolo, což většinou odpovídá pravotočivé zatáčce, jsou točivé momenty přiváděny na jednotlivá kola:

$$\begin{aligned} T_l &= \frac{1}{2} (T_h + i_1 T_{cl}) \\ T_r &= \frac{1}{2} (T_h + i_1 T_{cl}) - T_{cl} \end{aligned} \quad (3.3)$$

kde T_{cl} je točivý moment vyvolaný levou spojkou a $i_1 = z_{9c}/z_8 \cdot z_6/z_{9a}$ převodový poměr části planetového převodu zabírající s levou spojkou. Rozdíl točivých momentů je pak:

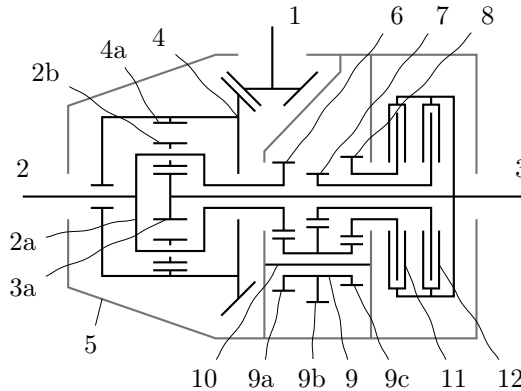
$$\Delta T = T_l - T_r = T_{cl} \quad (3.4)$$

Jak je vidět z (3.2) a (3.4), velikost rozdílů točivých momentů a tudíž velikost rozdílů hnacích sil je závislá pouze na velikosti točivého momentu vyvolaného jednotlivými spojkami. Ve výše zmíněných a všech následujících výpočtech dělení momentu jsou pro názornost a jednoduchost zanedbány účinnosti, které by lehce ovlivnily výsledné hodnoty.

3.1.2 S-AYC

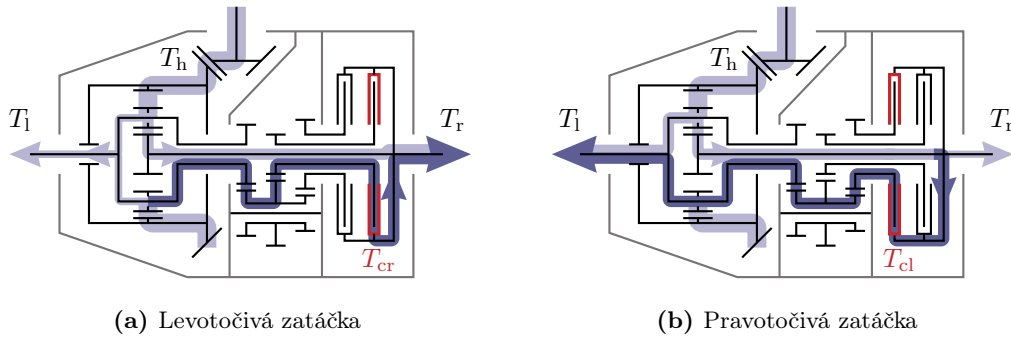
Přestože systém AYC zlepšil ovladatelnost vozidla, postupný vývoj modelu Lancer Evolution vedl k tomu, že maximální vyvinutelný rozdíl točivých momentů začal být nedostatečný. Simulacemi bylo zjištěno, že pro optimální chování v zatáčkách je zapotřebí 1,8krát větší přenos točivého momentu než dosahuje stávající AYC systém. Na základě toho byl vyvinut nový systém nazývaný *Super Active Yaw Control* (S-AYC), který byl poprvé implementován v roce 2003 do modelu *Lancer Evolution* osmé generace. [9]

Docílit většího přenosu točivého momentu bylo možné například zvětšením točivého momentu přeneseného spojkou buď zvětšením třecí plochy nebo přidáním více lamel. To by ale vedlo k nárůstu velikosti celého mechanismu a zároveň nutnosti předimenzování planetového převodu pro přenos větších točivých momentů. Proto byl problém vyřešen přenosem momentu z pravé výstupní hřídele místo na klec diferenciálu přímo na levou výstupní hřídel. [9]



Obrázek 3.3: Schéma S-AYC jednotky (popis v textu)

Schéma celé jednotky je podle [10] na obrázku 3.3. Většina konstrukce z původního systému zůstala zachována. Hlavní změna spočívá v nahrazení kuželového diferenciálu diferenciálem planetovým čelním. Korunové kolo (4a) je spojeno s klecí (4), na kterou je přiváděn výkon ze vstupní hřídele (1). Unášec (2a) se dvěma řadami satelitů (2b) je pevně spojen s levou výstupní hřídelí (2) a planetové kolo (3a) s pravou výstupní hřídelí (3). To umožňuje spojení planetového převodu přímo s levou výstupní hřídelí (unášecem diferenciálu), což zajišťuje přenášení točivého momentu ze spojky (11, 12), násobeného planetovým převodem, přímo na levou hřídel (2). Tím je vytvořen větší rozdíl točivých momentů než u systému AYC, kde by se točivý moment přiváděný ze spojky na klec dělil na oba výstupy.



Obrázek 3.4: S-AYC při průjezdu zatáčkou

Funkce systému

Stejně jako AYC, při jízdě rovně se opět celý mechanismus chová jako otevřený diferenciál. Rozdíl nastává až při průjezdu zatáčkou, když řídicí jednotka vyhodnotí potřebný rozdíl hnacích sil (točivých momentů).

Průjezd levotočivou zatáčkou je zobrazen na obrázku 3.2a. Pokud tak vyhodnotí řídicí jednotka, pravá spojka (12) začne spínat a přenášet točivý moment z rychleji se otáčející duté hřídele s ozubeným kolem (7) na pravou výstupní hřídel (3). Na dutou hřídel zároveň působí stejný točivý moment opačného směru (proti otáčení), který je přes převod násoben a veden na unašeč diferenciálu (levou výstupní hřídel). Výsledkem je snížení točivého momentu na levém kole a zvýšení točivého momentu na pravém kole. Následný rozdíl hnacích sil mezi levým a pravým kolem generuje stáčivý moment požadovaného smyslu.

Průjezd pravotočivou zatáčkou je obdobně zobrazen na obrázku 3.2b. Pokud tak vyhodnotí řídicí jednotka, levá spojka (11) začne spínat a přenášet točivý moment z rychleji se otáčející pravé výstupní hřídele (3) na dutou hřídel s ozubeným kolem (8). Točivý moment je přes převod redukován a veden na unašeč diferenciálu (levou výstupní hřídel). Tím je zajištěno zvýšení točivého momentu na levém kole a snížení točivého momentu na pravém kole. Následný rozdíl hnacích sil mezi levým a pravým kolem opět generuje stáčivý moment požadovaného smyslu.

Dělení točivého momentu

Při spínání pravé spojky (Obr. 3.4a) jsou točivé momenty přiváděné na jednotlivá kola:

$$\begin{aligned} T_l &= \frac{1}{2} T_h - i_r T_{cr} \\ T_r &= \frac{1}{2} T_h + T_{cr} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Rozdíl točivých momentů je pak:

$$\Delta T = T_r - T_l = T_{cr} (1 + i_r) \quad (3.6)$$

Při spínání levé spojky (Obr. 3.4b) jsou točivé momenty přiváděné na jednotlivá kola:

$$\begin{aligned} T_l &= \frac{1}{2} T_h + i_l T_{cl} \\ T_r &= \frac{1}{2} T_h - T_{cl} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Rozdíl točivých momentů je pak:

$$\Delta T = T_l - T_r = T_{cl} (1 + i_l) \quad (3.8)$$

Z (3.6) a (3.8) vyplývá, že rozdíl točivých momentů u systému S-AYC závisí kromě velikosti momentu spojky ještě na převodovém poměru jednotlivých převodů i_r a i_l . Ty byly navrženy

3. TORQUE VECTORING DIFERENCIÁLY

tak, aby přenos točivého momentu byl možný, dokud rozdíl rychlostí levého a pravého kola nepřesáhne 20 % rychlosti vstupní hřídele [9]. To při uvažování vozidla s rozchodem kol 1,5 m přibližně odpovídá průjezdu zatáček o poloměru 7,5 m a více. Pokud je rozdíl rychlostí kol vyšší, je přenos točivého momentu možný pouze z rychlejšího kola na pomalejší.

Potřebné převodové poměry i_r a i_l mohou být vypočteny ze stanovených podmínek. Pro každý diferenciál platí:

$$2\omega_h = \omega_r + \omega_l \quad (3.9)$$

Pro levotočivou zatáčku minimálního poloměru, kdy rozdíl úhlové rychlosti levého a pravého kola je 20 % úhlové rychlosti vstupní hřídele, platí vztahy:

$$\omega_r - \omega_l = 0,2\omega_h \quad (3.10)$$

$$\omega_r = \omega_l / i_r \quad (3.11)$$

Obdobně pro pravotočivou zatáčku:

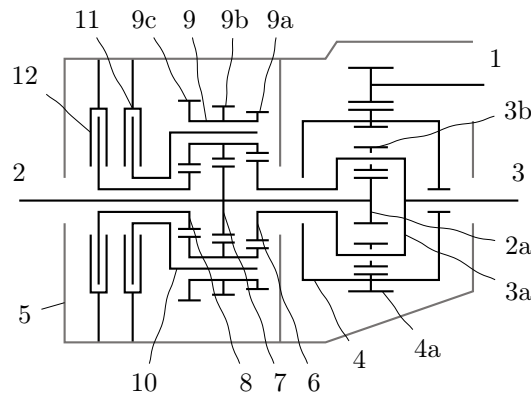
$$\omega_l - \omega_r = 0,2\omega_h \quad (3.12)$$

$$\omega_l = i_l \omega_r \quad (3.13)$$

Vyřešením soustav rovnic (3.9), (3.10), (3.11) a (3.9), (3.12), (3.13) pro i_r a i_l vyjdou převodové poměry $i_r = 0,82$ a $i_l = 1,22$. Zpětným dosazením převodových poměrů do (3.6) a (3.8) vychází velikost rozdílů točivých momentů $\Delta T = 1,82 T_{cr}$ pro spínající pravou spojku a $\Delta T = 2,22 T_{cl}$ pro spínající levou spojku. Přestože tyto hodnoty nejsou pro oba směry stejné, byl splněn cíl 1,8krát většího přenašeného momentu než u původního AYC systému a to s minimální modifikací konstrukce.

3.2 Honda

V roce 1997 uvedla Honda pátou generaci modelu *Prelude*, který byl nabízen se systémem *Active Torque Transfer System* (ATTS) [11]. Narozdíl od Mitsubishi Lancer Evolution se jednalo o model s pohonem předních kol, a proto byla jednotka ATTS umístěna na přední nápravě. Systém měl zlepšovat nedotáčivé chování v zatáčkách, které bývá zvlášť patrné právě u vozidel s pohonem předních kol a motorem před přední nápravou. Vstupními parametry, podle kterých systém vyhodnocuje optimální dělení hnacího momentu mezi levé a pravé přední kolo, jsou točivý moment a otáčky motoru, rychlost vozidla, boční zrychlení a úhel natočení volantu [11].

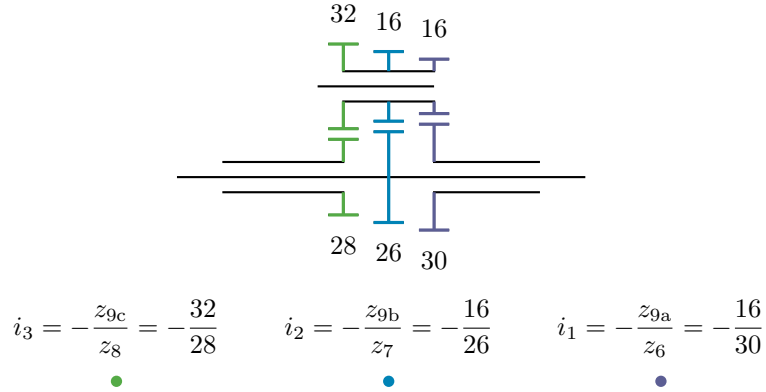


Obrázek 3.5: Schéma ATTS jednotky (popis v textu)

Na obrázku 3.5 je podle [12] schéma celého systému, který se skládá z planetového čelního diferenciálu a MCU (Moment Control Unit) jednotky ovlivňující dělení momentu. Výkon je přiveden z výstupní hřídele (1) převodovky, která zabírá s talířovým kolem (4a) na kleci diferenciálu (4). Diferenciál je složen z koronového kola na vnitřní straně talířového kola (4a),

3. TORQUE VECTORING DIFERENCIÁLY

unašeče (3a) se dvěma řadami satelitů (3b) a planetového kola (2a). Z korunového kola (4a) je točivý moment symetricky dělen mezi unašeč (3a) spojen s pravou výstupní hřídelí (3) a planetové kolo (2a) spojeno s levou výstupní hřídelí (2). Jedná se o stejný diferenciál jako v případě systému S-AYC s tím rozdílem, že namísto kuželového ozubení vstupní hřídele (1) a talířového kola (4a) je zde ozubení čelní, protože motor pohánějící přední nápravu je ve vozidle uložen příčně.



Obrázek 3.6: Detail planetového soukolí ATTS jednotky s počty zubů a převodovými poměry

Jednotka MCU má dvě části – planetové soukolí a dvě hydraulicky ovládané spojky (11, 12) spojené s klecí celé jednotky (5). Unašeč planetového soukolí (10) se skládá ze čtyř trojitých satelitů (9), které jsou v záběru se třemi planetovými koly (6, 7, 8) v ose mechanismu (detail na obrázku 3.6). Pravé planetové kolo (6) zabírající s pravým pastorkem satelitů (9c) je připojeno na duté hřídeli pevně spojené s unašečem diferenciálu (3a) a tudíž i s pravou výstupní hřídelí (3). Prostřední planetové kolo (7) zabírající s prostředním pastorkem satelitů (9b) je pevně spojeno s levou výstupní hřídelí (2). Levé planetové kolo (8) zabírající s levým pastorkem satelitů (9c) je na duté hřídeli, která může být zastavena pomocí levé spojky (12). Unašeč pak může být zastaven pomocí pravé spojky (11).

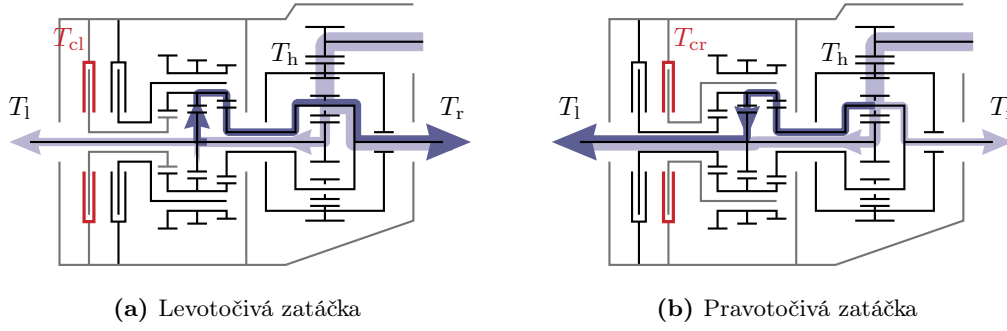
Funkce systému

Pokud vozidlo jede rovně, funguje systém stejně jako otevřený diferenciál. Obě spojky (11, 12) jsou rozepnuty a nebrání v pohybu unašeči (10) ani levému planetovému kolu (8), a tudíž levá výstupní hřídel (2), pravá výstupní hřídel (3) a unašeč trojitých satelitů (10) rotují jako jeden celek. V případě odlišných rychlostí kol bez aktivace systému se vytvoří rovnováha mezi rotací satelitů (9) a unašeče (10). Točivý moment je dělen symetricky mezi levé a pravé kolo. Příklad aktivace systému při průjezdu zatáčkou je zobrazen na obrázku 3.7.

Při průjezdu levotočivou zatáčkou (Obr. 3.7a) začne spínat levá spojka (12) a brzdí levé planetové kolo (8). To má za následek, že úhlová rychlost unašeče (10) vzroste a vytvoří se fixní poměr mezi úhlovou rychlostí satelitů a unašeče, protože se satelity musí po levém planetovém kole odvalovat. Převodové poměry jsou nastaveny tak, že satelity (9) poháněné prostředním planetovým (7) kolem roztáčí pravé planetové kolo (8). Tím je část točivého momentu levé výstupní hřídele (2) přenesena na pravou výstupní hřídel (3). Maximální poměr úhlových rychlostí výstupních hřídelí odpovídající úplnému zastavení levého planetového kola je dán převodovými poměry soukolí:

$$\frac{\omega_r}{\omega_l} = \frac{i_3 - i_1}{i_3 - i_2} = 1,1556 \quad (3.14)$$

Při průjezdu pravotočivou zatáčkou (Obr. 3.7b) začne spínat pravá spojka (11) a brzdí unašeč trojitých satelitů (10). Tím vzroste úhlová rychlost satelitů (9) a výstupní hřídele jsou spojeny přes pravé (9a) a prostřední (9b) pastorky. Z převodových poměrů vychází, že pravé



Obrázek 3.7: ATTS při průjezdu zatáčkou

planetové kolo (6) spojené s pravou výstupní hřídelí (3) roztáčí přes satelity prostřední planetové kolo (7) spojené s levou výstupní hřídelí (2). Část točivého momentu pravé výstupní hřídele je tedy přenesena na levou výstupní hřídel. Maximální poměr úhlových rychlostí výstupních hřídelí odpovídající úplnému zastavení našeče je opět dán převodovými poměry soukolí:

$$\frac{\omega_l}{\omega_r} = \frac{i_2}{i_1} = 1,1538 \quad (3.15)$$

Z (3.14) a (3.15) plyne, že převodové poměry jsou navrženy tak, aby byl umožněn přenos točivého momentu na rychlejší kolo dokud rozdíl otáček levého a pravého kola nepřesáhne 15 % otáček pomalejšího kola. To odpovídá zatáčkám o poloměru 10 m a větších (při uvažování rozchodu kol 1,5 m).

Dělení točivého momentu

Při spínání levé spojky (Obr. 3.7a) jsou točivé momenty přiváděné na jednotlivá kola:

$$\begin{aligned} T_l &= \frac{1}{2} T_h - \frac{i_3 - i_1}{i_2 - i_1} T_{cl} = \frac{1}{2} T_h - 7,43 T_{cl} \\ T_r &= \frac{1}{2} T_h + \frac{i_3 - i_2}{i_2 - i_1} T_{cl} = \frac{1}{2} T_h + 6,43 T_{cl} \end{aligned} \quad (3.16)$$

Rozdíl točivých momentů je pak:

$$\Delta T = T_r - T_l = 13,86 T_{cl} \quad (3.17)$$

Při spínání pravé spojky (Obr. 3.7b) jsou točivé momenty přiváděné na jednotlivá kola:

$$\begin{aligned} T_l &= \frac{1}{2} T_h + \frac{i_1}{i_2 - i_1} T_{cr} = \frac{1}{2} T_h + 6,5 T_{cr} \\ T_r &= \frac{1}{2} T_h - \frac{i_2}{i_2 - i_1} T_{cr} = \frac{1}{2} T_h - 7,5 T_{cr} \end{aligned} \quad (3.18)$$

Rozdíl točivých momentů je pak:

$$\Delta T = T_l - T_r = 14 T_{cr} \quad (3.19)$$

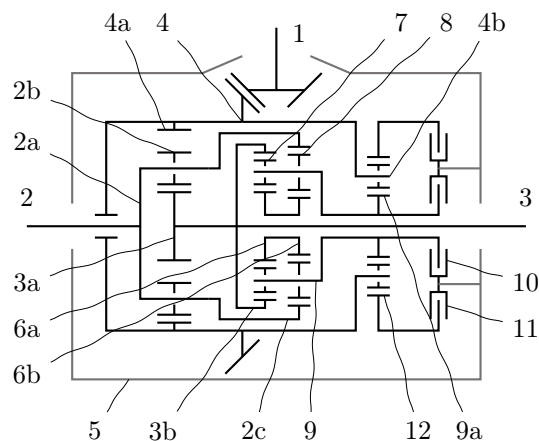
V porovnání se systémy AYC a S-AYC je z (3.17) a (3.19) patrné, že díky násobení momentu přes planetový převod postačí pro dosažení stejného rozdílu hnacích sil spojky dimenzované na nižší točivý moment. To znamená, že lze použít spojky menších rozměrů a zlepšit tak kompaktnost celé konstrukce. Velké násobení momentu ale vyžaduje přesnější řízení systému při nízkých hodnotách potřebného rozdílu hnacích sil. Stejně tak s růstem rozdílů rychlostí lamel spojek roste i viskózní tření, a proto jsou nutné větší vůle mezi jednotlivými lamelami.

3.3 Ricardo

Narozdíl od výše uvedených výrobců, kde byl TV systém vytvářen pro konkrétní model vozidla, společnost Ricardo vyvinula v rámci několikaletého programu modulární TV jednotku, která při změně základních parametrů může být uplatněna v různých případech, kde je potřeba průběžně rozdělovat točivý moment mezi dva výstupy. Nicméně, hlavním cílem bylo použití ve vozidle jako mezinápravový nebo nápravový diferenciál. Navrhované varianty konstrukce jsou uvedeny v [13]. Společnost Ricardo také jako první začala používat termín *torque vectoring* pro označení zařízení, která jsou schopna řídit velikost točivého momentu posílaného na jednotlivá kola [14].

První prototyp byl testován v roce 2004 na vozidle *BMW X5* jako mezinápravový diferenciál pro dělení točivého momentu mezi přední a zadní nápravu. Jako akční člen pro vyvolání točivého momentu byl narozdíl od předchozích systémů využívajících spojky použit elektromotor. Přestože pro testování je toto řešení výhodné z hlediska jednoduchosti, pro pozdější komerční produkci byla uvažována ekonomicky a konstrukčně příznivější řešení s hydraulicky ovládanými brzdami nebo elektricky ovládanými brzdami využívající magneto-reologickou kapalinu. [14]

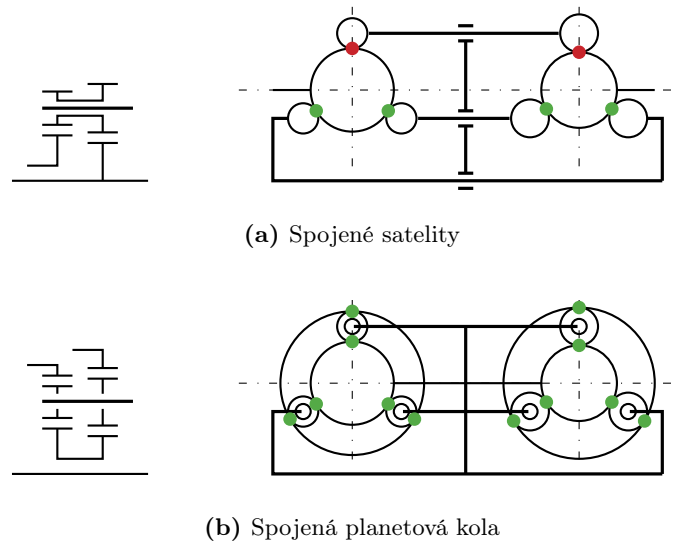
Na základě úspěšného testování prvního prototypu byl v roce 2006 prezentován prototyp druhý [15], testovaný ve vozidle *Audi A6 Avant quattro*, tentokrát jako nápravový diferenciál rozdělující točivý moment mezi levé a pravé kolo. Na této variantě bude dále popsána základní konstrukce modulární TV jednotky od společnosti Ricardo.



Obrázek 3.8: Schéma Ricardo jednotky (popis v textu)

Schéma je na obrázku 3.8. Celá jednotka se dá rozdělit do tří hlavních částí – část s diferenciálem, část s planetovými převody a ovládací modul. Diferenciál je stejného typu jako u systémů ATTS a S-AYC – planetový čelní se dvěma řadami satelitů (2b), kde je výkon z motoru a převodovky přiváděn pomocí vstupní hřídele (1) na talířové kolo spojené s klecí (4). Funkci vstupu zajišťuje korunné kolo (4a) diferenciálu, odkud se výkon dělí mezi unašeč satelitů (2a) spojený s levou výstupní hřídelí (2) a planetové kolo (3a) spojené s pravou výstupní hřídelí (3). Dále je s pravou výstupní hřídelí spojeno korunné kolo (3b) prvního (levého) planetového soukolí a s unašečem (2a), tzn. s levou výstupní hřídelí (2) je spojeno korunné kolo (2c) druhého (pravého) planetového soukolí.

Část s planetovými převody obsahuje dvě planetová soukolí zajišťující převod mezi levou (2) a pravou (3) výstupní hřídelí. Namísto spojených satelitů, jako tomu bylo u předchozích systémů, jsou zde využita spojená planetová kola (6a, 6b). Přestože takový způsob konstrukce vyžaduje použití přídatných korunných kol (2c, 3b), má toto řešení oproti spojeným satelitům jednu hlavní výhodu. Na obrázku 3.9 je zobrazeno porovnání konstrukce se spojenými satelity (Obr. 3.9a) a konstrukce se spojenými planetovými koly (Obr. 3.9b). Protože v druhém případě se satelity mohou v každém soukolí volně otáčet na unašeči, jsou všechny tři v záběru a zátěž je rovnoměrně rozložena. To umožňuje menší celkovou velikost soukolí a méně přesné



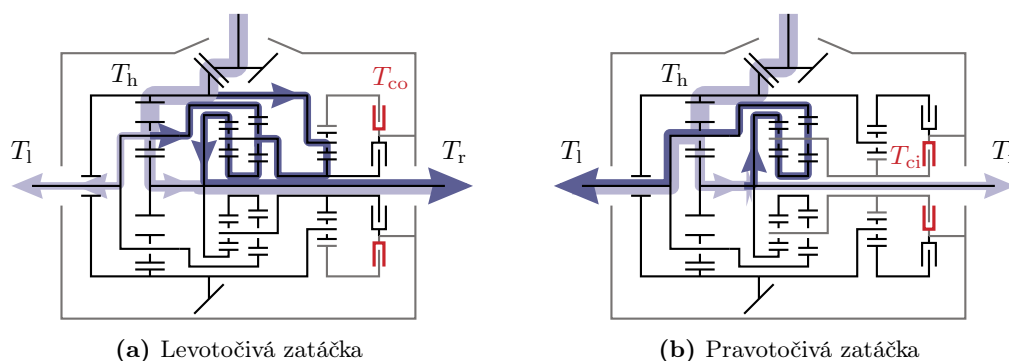
Obrázek 3.9: Zatížení ozubených kol u dvou různých konstrukcí

(levnější) součásti oproti případu se spojenými satelity, kde je jeden satelit vystaven většině zátěže. Zároveň musí být ozubení spojených satelitů vyrobeno s přesným relativním natočením, aby byla vůbec realizovatelná montáž.

Ovládací modul má pak podle potřeby urychlovat nebo brzdít unašeč (9) planetových soukolí, a tím vytvářet rozdíl rychlostí a momentů mezi výstupními hřídelemi (2, 3). Je složen ze dvou soustředně uložených spojek (10, 11) ukotvených na kleci celé jednotky (5) a planetového převodu. Vnitřní spojka (10) s menší kapacitou je přímo spojena s unašečem (9) planetových soukolí a planetovým kolem (9a) převodu ovládacího modulu. Vnější spojka (11) s větší kapacitou je pak spojena s korunovým kolem (12) planetového převodu ovládacího modulu, a tudíž nepřímo spojena s unašečem (9) planetových soukolí (spínáním spojky je bržděno korunové kolo, čímž je unašeč (9) urychlován).

Funkce systému

Pokud vozidlo jede rovně, obě spojky (10, 11) jsou rozepnuty a všechny členy rotují jako jeden celek, točivý moment je přenášen ze vstupní hřídele přímo na levou a pravou výstupní hřídel v poměru 1:1. Protože má mechanismus dva stupně volnosti, při rozdílných rychlostech kol bez zásahu systému se vytvoří rovnováha mezi rotací jednotlivých členů a satelitů a nedochází k žádnému dalšímu přenosu točivého momentu. Aktivace systému je zobrazena na obrázku 3.10.



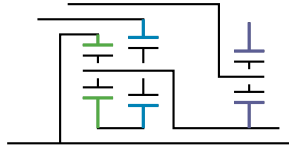
Obrázek 3.10: Ricardo TV jednotka při průjezdu zatáčkou

Při průjezdu levotočivou zatáčkou (Obr. 3.10a) začne spínat vnější spojka (11) a působit brzdícím momentem na korunové kolo (12) ovládacího modulu. To zapříčiní, že satelity unašeče (4b) spojeného s klecí diferenciálu musí začít rotovat kolem vlastní osy. Tím je momentem ze spojky (11) a z klece diferenciálu (4) urychlován unašeč (9) planetových soukolí, který je vyveden z planetového kola (9a). Rozdílem rychlostí pak satelity (7, 8) propojené přes planetová kola (6a, 6b) začnou rotovat kolem vlastní osy a přenášet moment na korunová kola (3b, 2c). Převodové poměry planetových soukolí jsou navrženy tak, že část momentu z levé výstupní hřídele (2) je skrze korunová kola (3b, 2c) přiváděna na pravou výstupní hřídel (3).

Při průjezdu pravotočivou zatáčkou (Obr. 3.10b) začne spínat vnitřní spojka (10) a působit brzdícím momentem přímo na unašeč (9) planetových soukolí. Rozdílem rychlostí unašeče a výstupních hřídel opět začnou rotovat satelity (7, 8), tentokrát v opačném směru, a díky propojení přes planetová kola (6a, 6b) působit momentem na korunová kola (3b, 2c). Převodové poměry jsou navrženy tak, že je v tomto případě část momentu z pravé výstupní hřídele (2) skrze korunová kola (3b, 2c) přiváděna na levou výstupní hřídel (3).

Dělení točivého momentu

Na obrázku 3.11 je zobrazen detail planetových soukolí spolu s převodovými poměry. Protože Ricardo v literatuře neuvádí počty zubů, jedná se pouze o přibližné hodnoty spočítané z výkresu mechanismu z [13] a 3D modelů z [15].



$$i_1 = -\frac{z_{3b}}{z_{6a}} \approx -2,42 \quad i_2 = -\frac{z_{2c}}{z_{6b}} \approx -2,11 \quad i_a = -\frac{z_{9a}}{z_{12}} \approx -\frac{39}{73}$$

Obrázek 3.11: Detail planetových soukolí Ricardo TV jednotky s přibližnými hodnotami převodových poměrů

Při spínání vnější spojky (Obr. 3.10a) jsou točivé momenty přiváděné na jednotlivá kola:

$$\begin{aligned} T_l &= \frac{1}{2} (T_h - (1 - i_a) T_{co}) - \frac{i_a i_2}{i_2 - i_1} T_{co} = \frac{1}{2} T_h - 4,4 T_{co} \\ T_r &= \frac{1}{2} (T_h - (1 - i_a) T_{co}) + \frac{i_a i_1}{i_2 - i_1} T_{co} = \frac{1}{2} T_h + 3,4 T_{co} \end{aligned} \quad (3.20)$$

kde T_{co} je točivý moment vyvolaný vnější spojkou. Rozdíl točivých momentů je pak:

$$\Delta T = T_r - T_l = 7,8 T_{co} \quad (3.21)$$

Při spínání vnitřní spojky (Obr. 3.10b) jsou točivé momenty přiváděné na jednotlivá kola:

$$\begin{aligned} T_l &= \frac{1}{2} T_h + \frac{i_2}{i_1 - i_2} T_{ci} = \frac{1}{2} T_h + 6,8 T_{ci} \\ T_r &= \frac{1}{2} T_h - \frac{i_1}{i_1 - i_2} T_{ci} = \frac{1}{2} T_h - 7,8 T_{ci} \end{aligned} \quad (3.22)$$

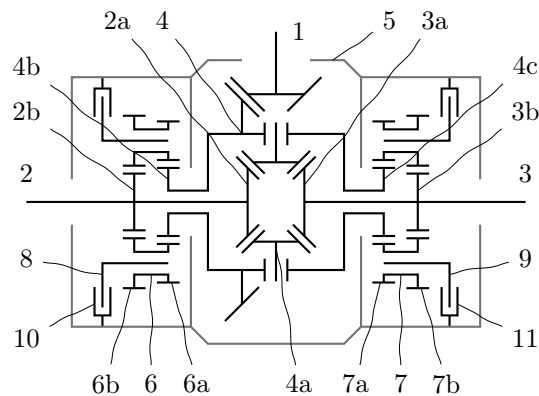
kde T_{ci} je točivý moment vyvolaný vnitřní spojkou. Rozdíl točivých momentů je pak:

$$\Delta T = T_l - T_r = 14,6 T_{ci} \quad (3.23)$$

Podle [15] byla jednotka navržena tak, že kapacita vnitřní spojky (10) je 100 N m a vnější spojky (11) 187 N m. To znamená, že přestože je vlivem planetového převodu ovládacího modulu moment vnitřní spojky násoben přibližně 1,87krát méně, systém dokáže vytvořit rozdíl točivých momentů na obě strany zhruba 1500 N m.

3.4 ZF Friedrichshafen a GKN

Cílem spolupráce společností *ZF Friedrichshafen* a *GKN* bylo vyvinutí TV systému pro zadní nápravu, který bude co nejvíce symetrický, modulární a rychle ovladatelný [16]. Z toho vzešla jednotka pod názvem *ZF Vector Drive*. Poprvé byla v sériové výrobě použita v roce 2007 s uvedením vozidla *BMW X6* jako součást systému DPC (Dynamic Performance Control) [17]. Nyní je používána i v modelech *X6 M* a *X5 M* [18]. Systém má zlepšovat chování v zatáčkách, které z důvodu vysoké hmotnosti a polohy těžiště těchto a podobných SUV modelů není obvykle optimální. Stejný mechanismus, ale vyvinutý interně v rámci firmy, používá i *Lexus* v modelu *RC F* [19].



Obrázek 3.12: Schéma ZF Vector Drive jednotky (popis v textu)

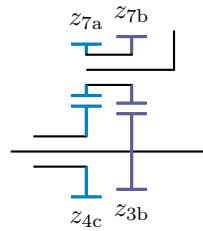
Mechanismus je založen na návrhu z patentu [20], jehož schéma je na obrázku 3.12. Jedná se o kuželový otevřený diferenciál jako na obrázku 2.7, ke kterému je symetricky z každé strany připojen TV modul s planetovým převodem ovládaným spojkou. Výkon je přiváděn vstupní hřídelí (1) na klec diferenciálu (4), odkud je pomocí satelitů (4a) přenášěn na planetová kola (3a, 2a) spojená s jednotlivými výstupními hřídeli (2, 3). Každý TV modul obsahuje unašec (8, 9) dvojitých satelitů (6, 7), který je v případě aktivace systému brzděn spojkou (10, 11) spojenou s klecí celé jednotky (5). Satelity (6, 7) jsou v záběru s planetovými koly. Vnější planetové kolo (2b, 3b) je spojeno s výstupní hřídelí (2, 3) a vnitřní planetové kolo (4b, 4c) je spojeno s klecí (4) diferenciálu.

Detail planetového soukolí s celkovým převodovým poměrem je na obrázku 3.13. Přestože ZF Friedrichshafen nikde neuvádí počty zubů jednotlivých kol, z uvedených hodnot dělení momentu v [16] lze spočítat celkový převodový poměr soukolí, který vychází přibližně $i_{TV} \approx 0,885$.

Protože by velká vzdálenost mezi spojkami (10, 11) znamenala komplikovaný hydraulický obvod, je každá spojka ovládána jedním asynchronním elektromotorem, jehož točivý moment je násoben čelním soukolím a převeden pomocí kuličkové rampy na axiální pohyb pro aktivaci spojky. Toto řešení zároveň zajišťuje velice rychlou odezvu – přibližně 80 ms pro vygenerování rozdílu točivých momentů 1100 N m. [16]

Funcke systému

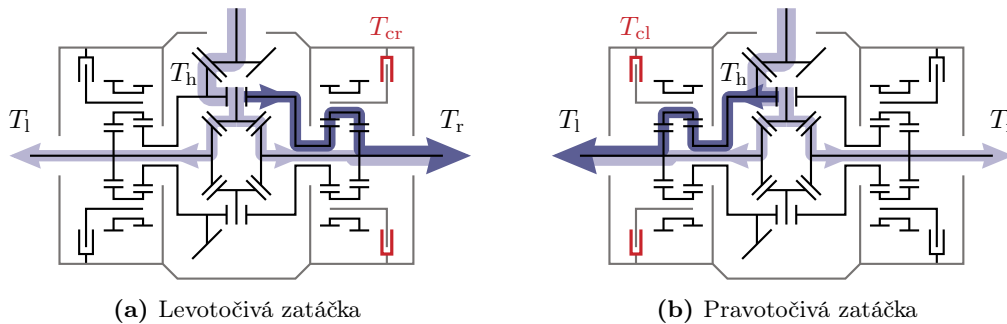
V případě jízdy rovně za normálních podmínek TV moduly nezasahují a mechanismus koná funkci otevřeného diferenciálu. Planetová soukolí rotují jako jeden celek s klecí (4) a výstupními hřídeli (2, 3). Stejně jako diferenciál mají TV moduly také dva stupně volnosti, a tudíž



$$i_{TV} = \frac{z_{3b} z_{7a}}{z_{7b} z_{4c}} \approx 0,885$$

Obrázek 3.13: Detail planetového soukolí jednotky ZF Vector Drive

umožňují rozdílné rychlosti výstupních hřídelí vytvořením rovnováhy mezi rotací satelitů (6, 7) a unašeče (8, 9). Průjezd zatáček je zobrazen na obrázku 3.14.


Obrázek 3.14: ZF Vector Drive při průjezdu zatáčkou

Při průjezdu levotočivou zatáčkou (Obr. 3.14a) začne spínat pravá spojka (11) a brzdít unašeč (9) pravého TV modulu. Snížením rychlosti unašeče vůči kleci začnou být planetovým kolem (4c) spojeným s klecí roztáčeny dvojitě satelity. Převodové poměry jsou nastaveny tak, že je satelity (7) přenášen točivý moment planetovým kolem (3b) na pravou výstupní hřídel (3). To znamená, že točivý moment z klece (4) je na pravou výstupní hřídel přenášen dvěma cestami – satelity (4a) klece diferenciálu a satelity (7) planetového soukolí TV jednotky. Maximální poměr úhlových rychlostí výstupní hřídele (3) a klece diferenciálu (4) odpovídá úplnému zastavení unašeče (9). Jeho hodnota je dána převodovým poměrem planetového soukolí:

$$\frac{\omega_r}{\omega_h} = \frac{z_{4c} z_{7b}}{z_{7a} z_{3b}} = \frac{1}{i_{TV}} = 1,13 \quad (3.24)$$

Přenos točivého momentu na rychlejší kolo je tedy možný, dokud rozdíl rychlosti výstupní hřídele rychlejšího kola a klece diferenciálu nepřesáhne 13 % rychlosti klece diferenciálu. Tato hodnota pro auto o rozchodu 1,5 m odpovídá zatáčce se středním poloměrem zhruba 6 m.

Protože je jednotka osově symetrická, při průjezdu pravotočivou zatáčkou (Obr. 3.14b) je přenášen větší točivý moment na levou výstupní hřídel (2) na stejném principu jako je výše popsáno pro zatáčku levotočivou.

Delění točivého momentu

Při spínání pravé spojky (Obr. 3.14a) jsou točivé momenty přiváděné na jednotlivá kola:

$$\begin{aligned} T_i &= \frac{1}{2} \left(T_h - \frac{1}{1 - i_{TV}} T_{cr} \right) = \frac{1}{2} T_h - 4,4 T_{cr} \\ T_r &= \frac{1}{2} \left(T_h - \frac{1}{1 - i_{TV}} T_{cr} \right) + \frac{i_{TV}}{1 - i_{TV}} T_{cr} = \frac{1}{2} T_h + 3,4 T_{cr} \end{aligned} \quad (3.25)$$

Rozdíl točivých momentů je pak:

$$\Delta T = T_r - T_l = 7,8 T_{cr} \quad (3.26)$$

Obdobně při spínání levé spojky (Obr. 3.14b) jsou točivé momenty přiváděné na jednotlivá kola:

$$\begin{aligned} T_l &= \frac{1}{2} \left(T_h - \frac{1}{1 - i_{TV}} T_{cl} \right) + \frac{i_{TV}}{1 - i_{TV}} T_{cl} = \frac{1}{2} T_h + 3,4 T_{cl} \\ T_r &= \frac{1}{2} \left(T_h - \frac{1}{1 - i_{TV}} T_{cl} \right) = \frac{1}{2} T_h - 4,4 T_{cl} \end{aligned} \quad (3.27)$$

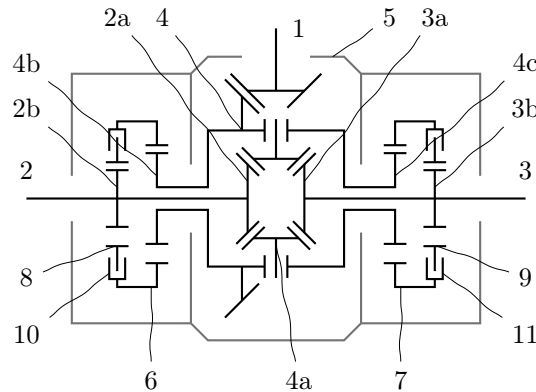
Rozdíl točivých momentů je pak:

$$\Delta T = T_l - T_r = 7,8 T_{cl} \quad (3.28)$$

Systém dokáže vyvinout rozdíl točivých momentů až 1800 N m [21], tzn. že každá spojka musí být dimenzována přibližně na 230 N m.

3.5 Magna International

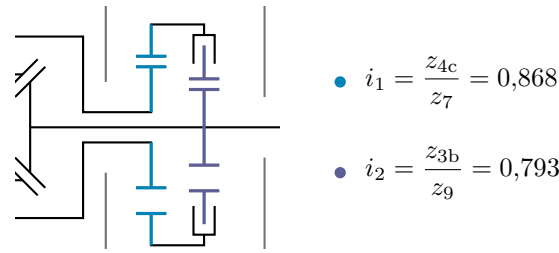
Stejně jako v případě ZF Friedrichshafen a GKN, cílem společnosti *Magna International* bylo vyvinout systém pro řízení točivého momentu zadní nápravy, který bude jednoduché implementovat do stávajících vozidel. Další požadavky byly minimální vliv na jízdu v případech, kdy systém není aktivován, vysoká bezpečnost operace a co nejmenší hmotnost. [22] Výsledná jednotka je používána ve vozidlech *Audi* v rámci systému pohonu všech kol *quattro* pod názvem *Sport differential* (sportovní diferenciál). Poprvé byla zakomponována v roce 2008 do modelu *S4* a nyní je nabízena jako doplňková výbava ve většině dostupných modelů *Audi*. [23]



Obrázek 3.15: Schéma jednotky od Magna International (popis v textu)

Opět byl zvolen symetrický design s otevřeným kuželovým diferenciálem v podélné ose jednotky, který je po obou stranách rozšířen o TV modul. Schéma je na obrázku 3.15. Výkon je přiváděn vstupní hřídelí (1) na klec diferenciálu (4), odkud je pomocí satelitů (4a) přenášen na planetová kola (3a, 2a) spojená s jednotlivými výstupními hřídeli (2, 3). Každý TV modul se skládá ze dvou soukolí s vnitřním ozubením. Detail spolu s převodovými poměry je na obrázku 3.16.

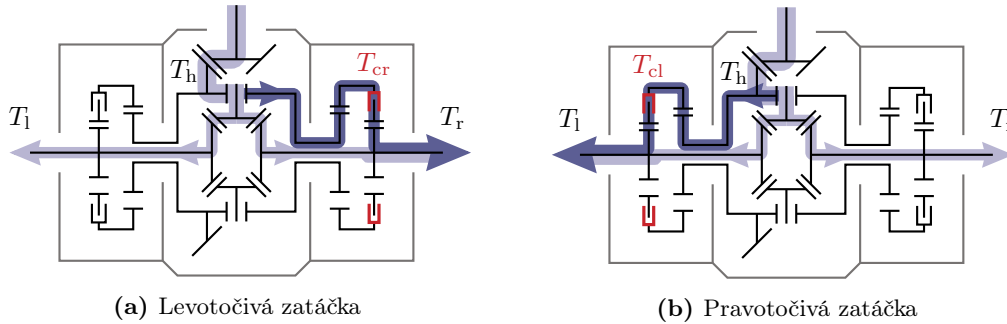
Pastorek (4b, 4c) prvního ozubení je spojen s klecí diferenciálu (4) a pastorek druhého ozubení s výstupní hřídelí (2, 3). Akčním členem modulu je opět spojka (10, 11), jejíž vnější lamely jsou spojeny s ozubeným kolem (6, 7) prvního soukolí a vnitřní lamely s ozubeným kolem (8, 9) druhého soukolí. Pastorky leží v ose mechanismu, středy ozubených kol jsou od osy posunuty o 7 mm. Spojky jsou spínány hydraulicky – elektromotor pohání olejové čerpadlo, které podle jeho smyslu otáčení ovládá buď levou nebo pravou spojku. Z uvolněného stavu je systém schopen dosáhnout maximální hodnoty rozdílu točivého momentu 1800 N m za pouhých 120 ms. [22]



Obrázek 3.16: Detail soukolí jednotky od Magna Interntional

Funkce systému

Při jízdě rovně jsou pastorky (4b, 4c) rotující s klecí v záběru s ozubenými koly (6, 7) a pastorky (2b, 3b) rotující s výstupními hřídelemi s ozubenými koly (8, 9). Protože jsou ale spojky (10, 11) rozepnuty, mechanismus má dva stupně volnosti a točivý moment je otevřeným diferenciálem dělen symetricky bez dalšího přenosu momentu mezi koly. Zásah systému při průjezdu zatáček je zobrazen na obrázku 3.17.



Obrázek 3.17: Jednotka od Magna International při průjezdu zatáčkou

Při průjezdu levotočivé zatáčky (Obr. 3.17a) spíná spojka (11) pravého TV modulu a spojuje ozubená kola vnitřních soukolí. Vlivem převodů je přenášen točivý moment z klece diferenciálu na výstupní hřídel, a tím je výstupní hřídel urychlována. Maximální rozdíl úhlových rychlostí klece diferenciálu a výstupní hřídele je dán převodovými poměry

$$\frac{\omega_r}{\omega_h} = \frac{i_1}{i_2} = 1,095 \quad (3.29)$$

Pokud tedy rozdíl rychlostí výstupní hřídele a klece diferenciálu přesáhne 9,5 % rychlosti klece diferenciálu, přenos točivého momentu je možný pouze z rychlejšího kola na pomalejší. Tato hodnota pro auto o rozchodu 1,5 m odpovídá zatáčce se středním poloměrem zhruba 8 m.

Přenos točivého momentu při průjezdu pravotočivou zatáčkou (Obr. 3.17b) funguje opět z důvodu symetřičnosti jednotky stejným způsobem jako pro zatáčku levotočivou.

Delění točivého momentu

Při spínání pravé spojky (Obr. 3.17a) jsou točivé momenty přiváděné na jednotlivá kola:

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{1}{2} (T_h - i_1 T_{cr}) = \frac{1}{2} T_h - 0,43 T_{cr} \\ T_r &= \frac{1}{2} (T_h - i_1 T_{cr}) + i_2 T_{cr} = \frac{1}{2} T_h + 0,36 T_{cr} \end{aligned} \quad (3.30)$$

Rozdíl točivých momentů je pak:

$$\Delta T = T_r - T_1 = 0,79 T_{cr} \quad (3.31)$$

Obdobně při spínání levé spojky (Obr. 3.17b) jsou točivé momenty přiváděné na jednotlivá kola:

$$\begin{aligned} T_l &= \frac{1}{2} (T_h - i_1 T_{cl}) + i_2 T_{cl} = \frac{1}{2} T_h + 0,36 T_{cl} \\ T_r &= \frac{1}{2} (T_h - i_1 T_{cl}) = \frac{1}{2} T_h - 0,43 T_{cl} \end{aligned} \quad (3.32)$$

Rozdíl točivých momentů je pak:

$$\Delta T = T_l - T_r = 0,79 T_{cl} \quad (3.33)$$

Systém dokáže vyvinout rozdíl točivých momentů až 1800 N m, stejně jako jednotka ZF Vector Drive. Z (3.31) a (3.33) je ale patrné, že použité spojky musí mít podstatně větší kapacitu, protože jejich moment je násoben přibližně 10krát méně. To ovšem umožňuje přesnější ovládní a spolu s malými rozdíly rychlostí lamel kompaktnější uspořádání v axiálním směru.

3.6 Alternativní řešení

Existují i další TV systémy, které však k docílení požadovaného efektu vůbec nepoužívají diferenciál. Jedním z nich je SH-AWD od společnosti *Honda*, který je nabízen v modelech *Acura* od roku 2005 [24]. Namísto diferenciálu jsou na zadní nápravě dvě spojky, které se rozpojují a spojují, aby umožnily rozdílné otáčky kol a zároveň ovlivňují velikost momentu přiváděného na levé a pravé kolo. Aby spojky nemusely přenášet veškerý moment, jsou nepřímě spojeny s poloosou přes planetový převod, který moment spojky násobí. Pro redukci hmotnosti a mechanických ztrát je od roku 2015 systém zjednodušen odstraněním planetových převodů a řízení točivého momentu je ovládáno pouze spojkami spojenými přímo s poloosou [25]. Podobný systém pod názvem *Twinster*, používaný ve vozidle *Ford Focus RS* od roku 2016, vyvinulo i *GKN* [26].

3.7 Shrnutí

Všechny torque vectoring diferenciály jsou založeny na principu přenosu části točivého momentu klece otevřeného diferenciálu (přenos klec-hřidel) nebo pomalejší výstupní hřídele (přenos hřidel-hřidel) na rychlejší výstupní hřídel. Protože pomocí spojek lze docílit pouze přenosu z rychlejšího členu na pomalejší, jsou konstrukce opatřeny takovými převody, aby brzděním rychlejšího členu byla rychlejší výstupní hřídel urychlována. Maximální urychlení (rozdíl rychlostí výstupních hřidelů) je určeno těmito převodovými poměry a odpovídá stavu, kdy dojde k úplnému sepnutí spojky a oba spojované členy rotují stejnou rychlostí (mechanismu je odebrán jeden stupeň volnosti). Vyšší možný maximální rozdíl rychlostí sice umožňuje fungování systému i při průjezdu zatáčkou s velmi malým poloměrem, ale zároveň zvyšuje rozdíl úhlových rychlostí lamel spojky, především při jízdě rovně. V kapalině spojky pak dochází k nadměrnému tření a je generováno velké množství tepla.

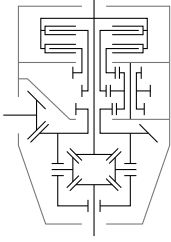
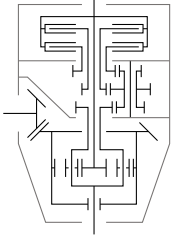
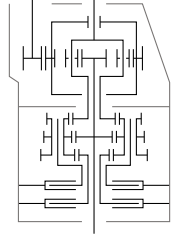
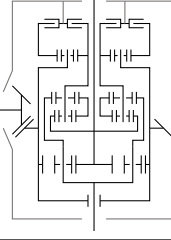
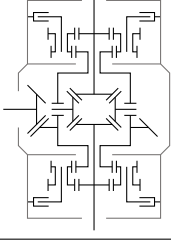
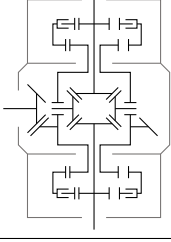
Velikost převodových poměrů také ovlivňuje násobení točivého momentu vyvolaného spojkou. U některých systému není moment přiváděný na rychleji rotující hřídel násoben vůbec. To znamená nutnost použití spojky s větší kapacitou pro vyvolání stejně velkého rozdílu točivých momentů. U systémů, kde dochází k velkému násobení je ale zapotřebí přesnějšího ovládní pro dosažení hodnot v určité toleranci. Takové systémy jsou také citlivější na odporový točivý moment vznikající v kapalině spojky, a tudíž musí být mezi lamelami větší vůle.

Někteří výrobci volí symetrické provedení jednotky dle podélné osy, kdy je rozdíl točivých momentů, který lze vyvinout mezi dvěma výstupy, pro oba směry přenosu stejný. Toto provedení ale vyžaduje o jedno soukolí navíc (dvě pro každý směr).

V tabulce 1 jsou porovnány jednotlivé TV systémy podle výše zmíněných kritérií. Každý systém disponuje určitými výhodami a nevýhodami, a proto nelze určit, které řešení je jednoznačně nejlepší. Rozhodující roli také hraje elektronika a na ní závislý řídicí software, jenž ovlivňuje výsledné chování.

3. TORQUE VECTORING DIFERENCIÁLY

Tabulka 1: Srovnání jednotlivých systémů s funkcí torque vectoring

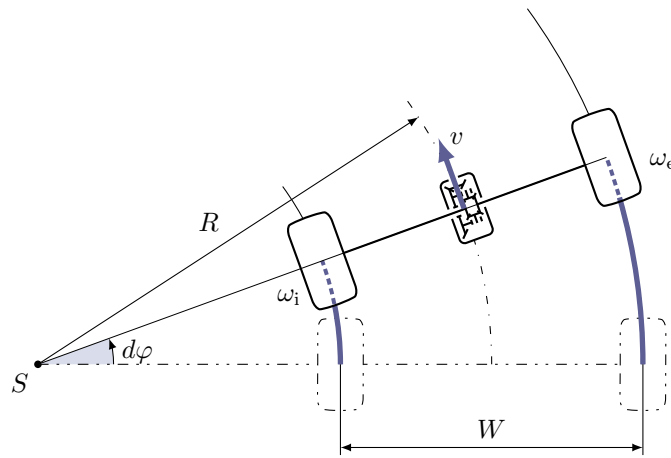
system	Mitsubishi AYC	Mitsubishi S-AYC	Honda ATTS	Ricardo TVD	ZF Vector Drive	Magna International
schéma						
symetrický	ne	ne	ne	ne	ano	ano
diferenciál	kuželový	čelní	čelní	čelní	kuželový	kuželový
přenos momentu	klec-hřídel	hřídel-hřídel	hřídel-hřídel	hřídel-hřídel	klec-hřídel	klec-hřídel
minimální poměr zatáčky	neuveдено	7,5 m	10 m	10 m	6 m	8 m
násobení momentu	ne	ne	ano	ano	ano	ne
kapacita spojek	velká	střední	malá	malá	malá	velká
přesnost ovládání	vyšoká	vyšoká	nížká	nížká	střední	vyšoká
ovládání	hydraulické	hydraulické	hydraulické	hydraulické	elektromechanické	hydraulické

4 Výpočet dělení výkonu

Tato část práce je věnována výpočtu rozdělení otáček a hnací síly mezi pravé a levé kolo hnací nápravy. Jedná se o zjednodušený model v ustáleném stavu zanedbávající účinky setrvačnosti jednotlivých součástí. Výpočty jsou provedeny na příkladu nápravy vybavené kuželovým diferenciálem.

4.1 Otáčky

Na obrázku 4.1 je zobrazena náprava vozidla o rozchodu W projíždějící zatáčkou rychlostí v . Protože každé kolo se odvaluje po kružnici jiného poloměru, musí každé urazit jinou vzdálenost, tzn. každé se otáčí odlišnou úhlovou rychlostí. Ve výpočtech je uvažována jízda nízkou rychlostí, kdy je možné zanedbat podélný i příčný skluz.



Obrázek 4.1: Náprava vozidla při průjezdu zatáčkou

Každé kolo urazí při opsání úhlu $d\varphi$ vzdálenost

$$ds_n = R_n d\varphi \quad (4.1)$$

kde R_n je vzdálenost kola od středu otáčení. Uražená vzdálenost se při zanedbání skluzu musí rovnat opsané vzdálenosti kola, proto zároveň platí:

$$ds_n = \omega_n r_{ef} dt \quad (4.2)$$

kde ω_n je úhlová rychlost kola a r_{ef} efektivní poloměr pneumatiky. Dosazením (4.2) do (4.1) a vyjádřením úhlové rychlosti kola vychází vztah:

$$\omega_n = \frac{R_n}{r_{ef}} \frac{d\varphi}{dt} \quad (4.3)$$

kde člen $d\varphi/dt$ je úhlová rychlost Ω kolem okamžitého středu otáčení, kterou lze vyjádřit v závislosti na rychlosti v nápravy jako

$$\frac{d\varphi}{dt} = \Omega = \frac{v}{R} \quad (4.4)$$

Dosazením do (4.3) pak vyjde vztah pro úhlovou rychlost jednotlivých kol:

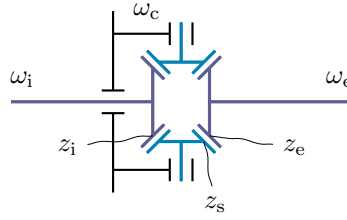
$$\omega_n = \frac{R_n v}{r_{ef} R} \quad (4.5)$$

4. VÝPOČET DĚLENÍ VÝKONU

Protože vnitřní kolo se odvaluje po kružnici s poloměrem $R_n = R - W/2$ a vnější po kružnici s poloměrem $R_n = R + W/2$, pro jejich úhlové rychlosti platí:

$$\begin{aligned}\omega_i &= \frac{(R - W/2)v}{r_{ef}R} = \frac{v}{r_{ef}} \left(1 - \frac{W}{2R}\right) = \frac{v}{r_{ef}} - \Delta\omega \\ \omega_e &= \frac{(R + W/2)v}{r_{ef}R} = \frac{v}{r_{ef}} \left(1 + \frac{W}{2R}\right) = \frac{v}{r_{ef}} + \Delta\omega\end{aligned}\quad (4.6)$$

kde ω_i je úhlová rychlost vnitřního kola a ω_e úhlová rychlost vnějšího kola. Toto je rozdělení rychlostí kol při svévolném odvalování při průjezdu zatáčkou. Rozdělení rychlostí použitím diferenciálu je následující. Na obrázku 4.2 je schéma kuželového otevřeného diferenciálu (obdobně jako na obrázku 2.7a).



Obrázek 4.2: Schéma kuželového otevřeného diferenciálu s počty zubů

Základní převodový poměr i_{ie}^c mezi vnitřním a vnějším kolem při zastaveném unašeči je

$$i_{ie}^c = \frac{\omega_i - \omega_c}{\omega_e - \omega_c} = -\frac{z_s}{z_i} \frac{z_e}{z_s} = -\frac{z_e}{z_i} = -1 \quad (4.7)$$

Protože mají obě planetová kola stejný počet zubů, diferenciál je symetrický. Úpravou lze vyjádřit rychlosti jednotlivých kol:

$$\begin{aligned}\omega_i &= \omega_c - (\omega_e - \omega_c) = \omega_c - \Delta\omega \\ \omega_e &= \omega_c + (\omega_e - \omega_c) = \omega_c + \Delta\omega\end{aligned}\quad (4.8)$$

Porovnáním (4.6) a (4.8) je zřejmé, že symetrický diferenciál umožňuje dělení otáček stejně, jako by se kola při průjezdu zatáčkou svévolně odvalovala, a proto nedochází k nadbytečnému skluzu.

4.2 Hnací síla

Velikost hnací síly F_x je definována jako

$$F_x = T/r_{ef} \quad (4.9)$$

kde T je točivý moment na kolech vyvolaný motorem a to buď v kladném smyslu urychlující vozidlo nebo v záporném smyslu brzdící vozidlo. Dělení točivého momentu v diferenciálu je dáno jeho převodovými poměry. Následující výpočty jsou provedeny pro případ, kdy se kola otáčejí vzájemně odlišnou rychlostí, čemuž odpovídá označení f (rychlejší kolo) a s (pomalejší kolo). Rozdíl rychlostí může nastat buď při průjezdu zatáčkou (popsáno v části 4.1) nebo rozdílnou dostupnou trakcí kol.

4.2.1 Příklad bez ztrát

V ideálním případě, kdy se mohou zanedbat ztráty, jsou rovnice rovnováhy točivých momentů a výkonů:

$$\sum T = T_c + T_f + T_s = 0 \quad (4.10)$$

$$\sum P = P_c + P_f + P_s = 0 \quad (4.11)$$

Po substituci $P = T \omega$ pro výkonovou rovnováhu platí:

$$T_c \omega_c + T_f \omega_f + T_s \omega_s = 0 \quad (4.12)$$

Dosazením $T_c = -T_f - T_s$ z (4.10) do (4.12) lze provést úpravu:

$$\begin{aligned} -T_f \omega_c - T_s \omega_c + T_f \omega_f + T_s \omega_s &= 0 \\ T_f(\omega_f - \omega_c) + T_s(\omega_s - \omega_c) &= 0 \\ -\frac{\omega_s - \omega_c}{\omega_f - \omega_c} &= \frac{T_f}{T_s} \end{aligned} \quad (4.13)$$

kde výsledný člen na levé straně je základní převodový poměr, který se pro symetrický diferenciál podle (4.7) rovná -1 , a proto platí:

$$\frac{T_f}{T_s} = -i_{sf}^c = 1 \quad (4.14)$$

To znamená, že při zanedbání ztrát je točivý moment dělen symetricky mezi obě kola, tzn. na každé kolo je přiváděna polovina momentu z unašeče (klece) diferenciálu. Pro hnací síly pak platí:

$$\frac{F_{xf}}{F_{xs}} = \frac{T_f/r_{ef}}{T_s/r_{ef}} = \frac{T_f}{T_s} = 1 \quad (4.15)$$

a tudíž i hnací síly mají stejnou velikost, která je rovna $F_{xf} = F_{xs} = T_c/2 r_{ef}$.

4.2.2 Příklad se ztrátami

Rovnice rovnováhy momentů se při uvažování ztrát nezmění (přestože hodnoty budou jiné). V rovnici rovnováhy výkonu přibude člen zahrnující ztráty a bude mít tvar:

$$\sum P = P_c + P_f + P_s + P_\xi = 0 \quad (4.16)$$

Provedením stejné úpravy jako v případě bez ztrát vyjde:

$$T_f(\omega_f - \omega_c) + T_s(\omega_s - \omega_c) + P_\xi = 0 \quad (4.17)$$

což je rovnováha výkonů vzhledem k otáčkám unašeče, kde jsou ztráty způsobeny relativním pohybem výstupních hřídelí vůči unašeči. Nyní mohou nastat dva případy toku výkonu, při kterých se mění i tok relativního výkonu. O který případ se jedná, je nutné určit kvůli účinnosti, která je vztažena ke vstupnímu relativnímu výkonu. Oba směry toku jsou uvedeny na obrázku 4.3.

Pokud bude točivý moment přenášen z motoru na kola (Obr. 4.3a), budou mít oba momenty T_f a T_s zápornou hodnotu. Aby se v (4.17) jednalo o vstupní výkon, musí být záporná i hodnota relativní rychlosti vůči unašeči $(\omega - \omega_c)$. To znamená, že v tomto případě je vstupem pomalejší kolo a platí:

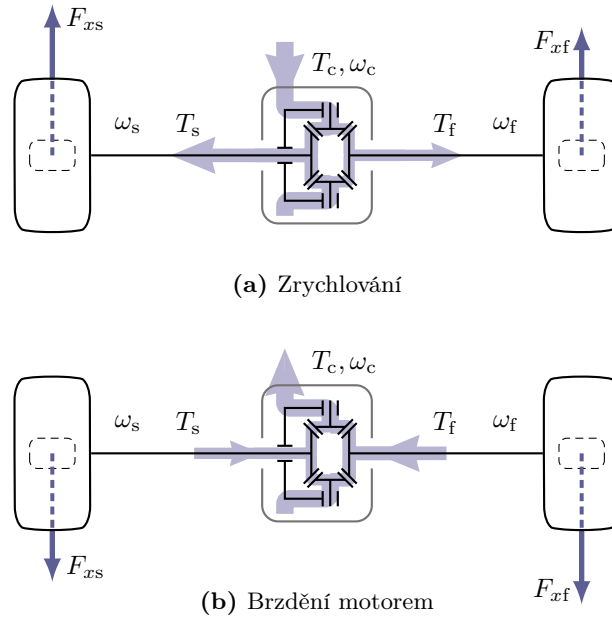
$$P_\xi = P_s^c(1 - \eta^c) = T_s(\omega_s - \omega_c)(1 - \eta^c) \quad (4.18)$$

kde η^c je účinnost relativního pohybu výstupních hřídelí (jde o jinou hodnotu než účinnost celkového mechanismu $\eta = (P_f + P_s)/P_c$). Dosazením (4.18) do (4.17) lze provést úpravu:

$$\begin{aligned} T_f(\omega_f - \omega_c) + T_s(\omega_s - \omega_c) \eta^c &= 0 \\ -\frac{\omega_s - \omega_c}{\omega_f - \omega_c} \eta^c &= \frac{T_f}{T_s} \\ -i_{sf}^c \eta^c &= \frac{T_f}{T_s} \end{aligned} \quad (4.19)$$

Opět jde o symetrický diferenciál, a tudíž je výsledný poměr točivých momentů

$$\frac{T_f}{T_s} = \eta^c \quad (4.20)$$


Obrázek 4.3: Směry točivých momentů pro dva případy toku výkonu

Protože účinnost má hodnotu vždy menší než jedna, na rychlejší kolo je v tomto případě toku výkonu přiváděn menší točivý moment než na kolo pomalejší. Dosazením výsledného vztahu (4.20) do momentové rovnováhy vychází přiváděné momenty na jednotlivá kola:

$$T_s = -T_c \frac{1}{1 + \eta^c}, \quad T_f = -T_c \frac{\eta^c}{1 + \eta^c} \quad (4.21)$$

kde záporné znaménko značí, že se jedná o výstup, nikoliv směr v souřadném systému. Výsledné hnací síly ve směru x jsou pak:

$$F_{xs} = \frac{|T_c|}{r_{ef}} \frac{1}{1 + \eta^c}, \quad F_{xf} = \frac{|T_c|}{r_{ef}} \frac{\eta^c}{1 + \eta^c} \quad (4.22)$$

Pokud bude tok výkonu opačný (Obr. 4.3b) – od kol k motoru (tzn. moment přenášený z motoru na kola bude opačného smyslu), budou točivé momenty T_f a T_s kladné a vstupní relativní výkon v (4.17) bude člen s kladnou hodnotou výrazu $(\omega - \omega_c)$, což je výkon rychlejší výstupní hřídele. Obdobným postupem jako v (4.18) a (4.19) se dojde k poměru momentů

$$\frac{T_s}{T_f} = \eta^c \quad (4.23)$$

Při tomto toku výkonu je tedy větší točivý moment přiváděn na kolo rychlejší. Momenty přiváděné na jednotlivá kola jsou pak:

$$T_s = -T_c \frac{\eta^c}{1 + \eta^c}, \quad T_f = -T_c \frac{1}{1 + \eta^c} \quad (4.24)$$

a z toho hnací (brzděné) síly, tentokrát v opačném směru:

$$F_{xs} = -\frac{|T_c|}{r_{ef}} \frac{\eta^c}{1 + \eta^c}, \quad F_{xf} = -\frac{|T_c|}{r_{ef}} \frac{1}{1 + \eta^c} \quad (4.25)$$

Z (4.22) a (4.25) vyplývá, jak už bylo dříve zmíněno, že při průjezdu zatáčkou je vlivem účinnosti diferenciálu vždy generován stáčivý moment zatáčející vozidlo opačným směrem, než je směr zatáčky, čímž je zvyšována nedotáčivost.

4.3 Reálná situace

Pro výpočet konkrétní situace bylo zvoleno osobní vozidlo střední třídy s pohonem zadních kol a parametry uvedenými v tabulce 2.

Tabulka 2: Parametry vozidla zvoleného pro výpočet

hmotnost m	1475 kg
rozložení hmotnosti p (přední/zadní)	49/51 (0,961)
rozvor kol L	2,810 m
rozchod zadních kol W	1,583 m
výška těžiště h	0,45 m
efektivní poloměr pneumatiky r_{ef}	0,307 m

Vozidlo se pohybuje rychlostí $v = 40 \text{ km h}^{-1} = 11,11 \text{ m s}^{-1}$ zatáčkou o poloměru 45 m. Tato křivost přibližně odpovídá kruhovému objezdu na Vítězném náměstí v Praze. Výpočty jsou provedeny pro ustálený stav zjednodušeného modelu, ve kterém

- jsou zanedbány účinky skluzu,
- jsou zanedbány účinky odpružení – vozidlo se chová jako tuhé těleso,
- jsou zanedbány aerodynamické síly,
- středy náprav opisují trajektorii o stejném poloměru jako těžiště vozidla.

4.3.1 Otáčky

Pro úhlové rychlosti kol zadní nápravy dle (4.6) platí:

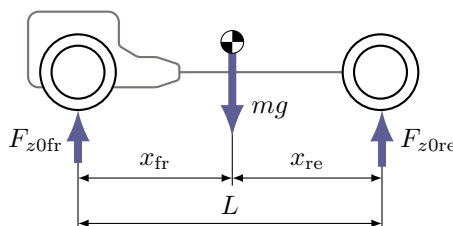
$$\begin{aligned}\omega_i &= \frac{(R - W/2) v}{r_{ef} R} = \frac{(45 - 1,583/2) \cdot 11,11}{0,307 \cdot 45} = 35,55 \text{ rad s}^{-1} \\ \omega_e &= \frac{(R + W/2) v}{r_{ef} R} = \frac{(45 + 1,583/2) \cdot 11,11}{0,307 \cdot 45} = 36,83 \text{ rad s}^{-1}\end{aligned}\quad (4.26)$$

Z toho otáčky:

$$\begin{aligned}n_i &= \frac{60 \omega_i}{2\pi} = \frac{60 \cdot 35,55}{2\pi} = 339 \text{ min}^{-1} \\ n_e &= \frac{60 \omega_e}{2\pi} = \frac{60 \cdot 36,83}{2\pi} = 352 \text{ min}^{-1}\end{aligned}\quad (4.27)$$

4.3.2 Normálové zatížení kol

Pro výpočet maximálních přenositelných sil mezi vozovkou a pneumatikou jsou nejprve potřeba velikosti normálových sil na kolech hnací nápravy (zadní). V podélném směru se vozidlo pohybuje ustálenou rychlostí, tzn. že podélné zrychlení a_x je nulové. V tomto případě jsou tedy normálové síly na kolech složeny pouze ze statického zatížení a zatížení vzniklého bočním zrychlením a_y .



Obrázek 4.4: Statické zatížení náprav

4. VÝPOČET DĚLENÍ VÝKONU

Z rozložení hmotnosti p lze z momentové rovnováhy (Obr. 4.4) spočítat polohu těžiště v podélném směru. Vzdálenost těžiště od přední nápravy x_{fr} je:

$$x_{fr} = \frac{L}{p+1} = \frac{2,810}{0,961+1} = 1,433 \text{ m} \quad (4.28)$$

Vzdálenost od zadní nápravy x_{re} :

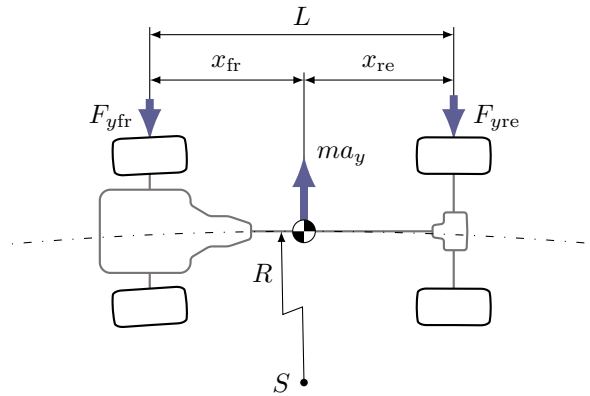
$$x_{re} = \frac{L}{1/p+1} = \frac{2,810}{1/0,961+1} = 1,377 \text{ m} \quad (4.29)$$

Statické zatížení F_{z0} kol zadní nápravy je pak:

$$F_{z0i} = F_{z0e} = \frac{F_{z0re}}{2} = \frac{1}{2} \frac{mgx_{fr}}{L} = \frac{1}{2} \frac{1475 \cdot 9,81 \cdot 1,377}{2,810} = 3690 \text{ N} \quad (4.30)$$

kde $g = 9,81 \text{ m s}^{-2}$ je gravitační zrychlení. Pro výpočet laterálního přenosu zatížení je potřeba boční zrychlení a_y , které je rovné odstředivému zrychlení pohybu po kružnici:

$$a_y = v^2/R = 11,11^2/45 = 2,74 \text{ m s}^{-2} \approx 0,3g \quad (4.31)$$

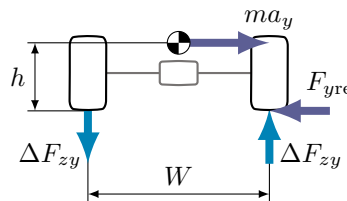


Obrázek 4.5: Boční reakce vlivem bočního zrychlení

Vlivem bočního zrychlení vznikají mezi vozovkou a pneumatikou boční reakce F_y , které lze opět pomocí momentové rovnováhy (Obr. 4.5) rozdělit mezi přední a zadní nápravu. Pro boční reakci působící na zadní nápravu platí:

$$F_{yre} = \frac{ma_y x_{fr}}{L} = \frac{1475 \cdot 2,74 \cdot 1,433}{2,810} = 2061 \text{ N} \quad (4.32)$$

Momentová dvojice zachycující moment dvojice sil bočního zrychlení a reakcí pneumatik působících pod těžištěm tvoří rozdíl mezi normálovými silami mezi vnitřním a vnějším kolem (Obr. 4.6).



Obrázek 4.6: Přenos zatížení vlivem bočních reakcí

4. VÝPOČET DĚLENÍ VÝKONU

Velikost rozdílu zatížení je pak:

$$\Delta F_{zy} = \frac{F_{yre} h}{W} = \frac{2061 \cdot 0,45}{1,583} = 586 \text{ N} \quad (4.33)$$

Celková normálová síla na jednotlivých kolech je dána součtem dílčích normálových sil:

$$\begin{aligned} F_{zi} &= F_{z0i} - \Delta F_{zy} = 3690 - 586 = 3104 \text{ N} \\ F_{ze} &= F_{z0e} + \Delta F_{zy} = 3690 + 586 = 4276 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.34)$$

Z (4.34) je patrné, že vnější kolo může dle (2.2) přenést větší sílu než vnitřní.

4.3.3 Přenositelné hnací síly

Při uvažování součinitele adheze mezi pneumatikou a suchým asfaltem $\mu = 0,7$ (stejný ve směru x i y), maximální přenositelné síly kol jsou:

$$\begin{aligned} F_{i(\max)} &= \mu F_{zi} = 0,7 \cdot 3104 = 2172 \text{ N} \\ F_{e(\max)} &= \mu F_{ze} = 0,7 \cdot 4276 = 2993 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.35)$$

Tyto síly jsou dle sekce 2.1.3 dány vektorovým součtem podélné a boční složky. Vzhledem ke statické neurčitosti nelze jednoduše určit, jak velkou část celkové boční síly na nápravu budou jednotlivá kola přenášet, aby mohl být následně stanoven přenositelný točivý moment. Učiněním zjednodušujícího předpokladu, že při malém bočním zrychlení daleko od limitu přilnavosti spolu se zanedbáním skluzu budou boční reakce vnitřního i vnějšího kola stejné, platí pro maximální přenositelné hnací síly:

$$\begin{aligned} F_{xi(\max)} &= \sqrt{F_{i(\max)}^2 - (F_{yre}/2)^2} = \sqrt{2172^2 - (2061/2)^2} = 1912 \text{ N} \\ F_{xe(\max)} &= \sqrt{F_{e(\max)}^2 - (F_{yre}/2)^2} = \sqrt{2993^2 - (2061/2)^2} = 2810 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.36)$$

Z toho maximální přenositelný moment:

$$\begin{aligned} T_{i(\max)} &= F_{xi(\max)} r_{ef} = 1912 \cdot 0,307 = 587 \text{ N m} \\ T_{e(\max)} &= F_{xe(\max)} r_{ef} = 2810 \cdot 0,307 = 863 \text{ N m} \end{aligned} \quad (4.37)$$

Protože se ale jedná o otevřený diferenciál, točivý moment vnějšího kola je omezen kolem vnitřním a účinností relativního pohybu výstupních hřídelí η^c . Dosažitelné točivé momenty při zvolené účinnosti $\eta^c = 0,78$ [27] jsou podle (4.20):

$$\begin{aligned} T'_{i(\max)} &= T_{i(\max)} = 587 \text{ N m} \\ T'_{e(\max)} &= T_{e(\max)} \eta^c = 863 \cdot 0,78 = 673 \text{ N m} \end{aligned} \quad (4.38)$$

A z toho hnací síly:

$$\begin{aligned} F'_{xi(\max)} &= T'_{i(\max)} / r_{ef} = 587 / 0,307 = 1912 \text{ N} \\ F'_{xe(\max)} &= T'_{e(\max)} / r_{ef} = 673 / 0,307 = 2192 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.39)$$

Porovnáním hnacích sil z (4.36) a (4.39) je zřejmé, že použitím otevřeného diferenciálu v tomto případě může vnější kolo využít pouze 53% přenositelné hnací síly. Vhodným přerozdělením točivého momentu by tedy bylo možné dosáhnout většího podélného zrychlení a_x a případně přídatného stáčivého momentu M_z .

5 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo provést rešerši diferenciálů využívajících funkci torque vectoring nebo-li diferenciálů, které umožňují dělit točivý moment v požadovaném poměru mezi dva výstupy. Z hlediska dynamiky jízdy je toto výhodné, protože rozdílem hnacích sil lze generovat přídatný stáčivý moment, kterým lze dodatečně řídit chování vozidla. Přestože se může jednat jak o nápravové, tak i mezinápravové diferenciály, zpravidla se používají pouze TV diferenciály nápravové, které mají na výsledné chování větší vliv, neboť dodatečná hmotnost a komplexnost užitím obou variant s sebou nese pouze marginální zlepšení ovladatelnosti.

Schopnosti libovolného dělení momentu se dosahuje přídatnými převody, které jsou připojeny k běžnému otevřenému diferenciálu. Pomocí spojek se pak dle vyhodnocení řídicí jednotky regulují velikosti momentů přiváděných na jednotlivá kola. Celkový převodový poměr ovlivňuje násobení momentu spojky a maximální rozdíl rychlostí výstupních hřídelí, při kterém lze přenášet moment z pomalejšího výstupu na rychlejší. Velký převodový poměr znamená možnost použití menších spojek, čímž je zlepšena kompaktnost výsledné jednotky. Zároveň je zajištěno fungování systému i při vyšším rozdílu rychlostí výstupů. Důsledkem je však nižší přesnost ovládání mechanismu a vyšší ztráty způsobené rozdíly rychlostí lamel spojek.

Výrobci doposud užívaných TV diferenciálů volili mechanismy s převodovými poměry z obou konců tohoto spektra, a tudíž nelze říci, že by vývoj z hlediska konstrukce samotného mechanismu směřoval jedním směrem. Společnými prvky vývoje jsou však snížení hmotnosti a zvýšení účinnosti, ovladatelnosti a bezpečnosti těchto systémů. I přes neustálé optimalizace se stále jedná o velmi složité systémy, a proto dalšími směry, kterými se řízení stáčivého momentu vydává, je úplné nahrazení diferenciálu nepřetržitě ovládanými spojkami nebo použitím nezávislých elektromotorů v rámci hybridního, případně čistě elektrického pohonu.

V závěrečné části práce byly provedeny výpočty, kterými bylo ověřeno vhodné dělení otáček kol při průjezdu zatáčkou. Dále bylo potvrzeno, že použitím běžných diferenciálů (otevřených i svorných) je při zrychlování na vnější kolo přiváděn menší točivý moment, což je z hlediska rozložení zatížení nevýhodné. Výsledným rozdílem hnacích sil je pak vždy generován stáčivý moment opačného směru než je směr projížděné zatáčky. To prokazuje výhody systémů s TV diferenciálem, jejichž užitím lze velikost hnacích sil a tím i směr stáčivého momentu řídit.

Seznam použitých symbolů

a_x	podélné zrychlení
a_y	boční zrychlení
F_{\max}	maximální přenositelná síla na vozovku
F_o	aerodynamická odporová síla
F_x	podélná, hnací síla
F_y	boční síla
F_z	normálová síla
F_{z0}	statická normálová síla
ΔF_{zx}	zatížení podélným zrychlením
ΔF_{zy}	zatížení bočním zrychlením
g	gravitační zrychlení
h	výška těžiště nad vozovkou
i	převodový poměr
J_z	moment setrvačnosti k ose z
L	rozvor kol
m	hmotnost
M_x	klopivý moment
M_y	klonivý moment
M_z	stáčivý moment
n	otáčky
p	rozložení hmotnosti
P	výkon
r_{ef}	efektivní poloměr pneumatiky
R	poloměr zatáčení
s	opsaná vzdálenost
t	čas
T	točivý moment
ΔT	rozdíl točivých momentů
v	rychlost
W	rozchod vozidla
x	souřadnice ve směru osy x
y	souřadnice ve směru osy y
z	souřadnice ve směru osy z
z_n	počet zubů
δ	úhel natočení kola
η	účinnost
θ	úhel natočení kolem osy y
μ	součinitel adheze
φ	úhel natočení kolem osy x
ψ	úhel natočení kolem osy z
ω	úhlová rychlost
$\Delta\omega$	rozdíl úhlových rychlostí

Indexy

c	unašeč
ci	vnitřní spojka
cl	levá spojka
co	vnější spojka
cr	pravá spojka
e	vnější kolo
f	rychlejší kolo
fr	přední náprava
h	klec
i	vnitřní kolo
l	levé kolo
r	pravé kolo
re	zadní náprava
s	pomalejší kolo
x	složka ve směru osy x
y	složka ve směru osy y
z	složka ve směru osy z
ξ	ztráty

Zkratky

ATTS	Active Torque Transfer System
AYC	Active Yaw Control
S-AYC	Super Active Yaw Control
TV	torque vectoring

Seznam použité literatury

- [1] ISO 8855:2011. *Road vehicles – Vehicle dynamics and road-holding ability – Vocabulary*. ICS 01.040.43. International Organization for Standardization, prosinec 2011.
- [2] PACEJKA, Hans B. *Tire and vehicle dynamics*. Third Edition. Amsterdam: Elsevier, 2012. ISBN 978-0-08-097016-5.
- [3] BRACH, Raymond a Matthew BRACH. *The Tire-Force Ellipse (Friction Ellipse) and Tire Characteristics*. In: SAE 2011 World Congress & Exhibition: SAE Technical Paper Series [online]. B.m.: SAE International, 2011. Dostupné z: doi:10.4271/2011-01-0094
- [4] GUIGGIANI, Massimo. *The Science of Vehicle Dynamics: Handling, Braking, and Ride of Road and Race Cars*. Pisa: Springer, 2014. ISBN 978-94-017-8532-7. Kapitola 3, Vehicle Model for Handling and Performance, s. 47-98.
- [5] SAWASE, Kaoru and Yuichi USHIRODA. Effect of the Right-and-left Torque Vectoring System in Various Types of Drivetrain. In: *Asia Pacific Automotive Engineering Conference*. SAE International, Srpen 2007. ISSN 0148-7191. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2007-01-3645>
- [6] SVOBODA, Jiří. *Planetové převody*. Praha: České vysoké učení technické, 1998. ISBN 80-01-01830-X.
- [7] SAWASE, Kaoru et al. Development of Active Yaw Control System. *Journal of JSAE*, 1996, vol. 50, no. 11, s. 52-57.
- [8] SAWASE, Kaoru, USHIRODA, Yuishi a Takami MIURA. Left-right torque vectoring technology as the core of super all wheel control (S-AWC). *Mitsubishi Motors Technical Review*, 2006, vol. 18, s. 16-23.
- [9] USHIRODA, Yuichi, SAWASE, Kaoru, TAKAHASHI, Naoki, SUZUKI, Keiji a Kunihiro MANABE. Development of Super AYC. *Mitsubishi Motors Technical Review*, 2003, no. 15, s. 73-76.
- [10] MITSUBISHI MOTORS CORP. Vehicular left/right drive torque adjusting apparatus. Vynálezci: Kaoru SAWASE a Takahisa NIWA. United States Patent US 5415598A. 16. 5. 1995.
- [11] SHIBAHATA, Yasuji et al. Development of Active Torque Transfer System. *Honda R&D Technical Review*, 1997, vol. 9, s. 70-79.
- [12] HONDA MOTOR CO LTD. Yaw moment control process and apparatus for a vehicle. Vynálezci: Yasuji SHIBAHATA, Atsushi MORI, Katsuhiko KITAMURA, Kenji HONDA, Nobuharu KURIKI a Shinji OHKUMA. United States Patent US 6059067A. 9. 5. 2000.
- [13] RICARDO UK, LTD. Variable torque biasing device. Vynálezci: Jonathan Charles WHEELS. United States Patent US 7708665B2. 30. 7. 2004.
- [14] WHEELS, Jonathan C. et al. Torque Vectoring Driveline: SUV-based Demonstrator and Practical Actuation Technologies. In: *SAE 2005 World Congress & Exhibition*. SAE International, Duben 2005. ISSN 0148-7191. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2005-01-0553>
- [15] WHEELS, Jonathan C., DEAN, Matt, DRURY, Seb, HARMAN, Peter, PARKINSON, Rob, SHEPHERD, Simon and Andy TURNER. Design and Simulation of a Torque VectoringTM Rear Axle. In: *SAE 2006 World Congress & Exhibition*. SAE International, Duben 2006. ISSN 0148-7191. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2006-01-0818>

- [16] DENZLER Rainer, GRANZOW, Claus, PETER, Robert a Martin SPIEß. Das Hinterachsgetriebe Vector Drive. *ATZ Automobiltech Z* [online]. Prosinec 2007, vol. 109, s. 1106-1115. ISSN 2192-8800. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/BF03221937>
- [17] BILLIG, Christian, BOEDRICH, Harald, BRACK, Jürgen et al. The Dynamic Performance Control from BMW. *ATZ Worldwide* [online]. Listopad 2008, vol. 110, s. 19-25. ISSN 2192-9076. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/BF03225041>
- [18] *BMW Mountains* [online]. BMW AG. [cit. 22. 5. 2018] Dostupné z: <https://bmw-mountains.com/en/bmw-xdrive-technology>
- [19] TSUCHIDA, Katsumi, NAGAMOTO, Makoto, TAKEMARU, Shinji et al. Development of Torque Vectoring Differential control ECU. In: *Fujitsu Ten Technical Journal* [online]. Březen 2015, no. 40, s. 28-33. Dostupné z: <https://www.denso-ten.com/business/technicaljournal/pdf/40-6.pdf>
- [20] MIMURA, Kenji. Differential gear. Vynálezci: Kenji MIMURA. United States Patent US 6120407A. 19. 9. 2000.
- [21] GRANZOW, Claus and Matthias ARZNER. Torque Vectoring for Drivetrain Systems. In: *Encyclopedia of Automotive Engineering*. Duben 2014, s. 2275-2286. ISBN 9781118354179. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/9781118354179.auto029>
- [22] SACKL, Walter, EIBLER, Gerhard a Thomas LINORTNER. Torque Vectoring with Electro-Hydraulic Actuation. *ATZ Worldwide* [online]. Prosinec 2008, vol. 110, s. 20-26. ISSN 2192-9076. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/BF03225049>
- [23] *Audi Deutschland* [online]. Audi AG. [cit. 5. 5. 2018] Dostupné z: <https://www.audi.de/de/brand/de.html>
- [24] KUNII, Rikiya, IWAZAKI, Akihiro, ATSUMI, Yoshihiro a Atsushi MORI . Development of SH-AWD (Super Handling-All Wheel Drive) System. *Honda R&D Technical Review*. Říjen 2004, vol. 16, no. 2, s. 9-16.
- [25] ABIDIN, Mohd Z., HAIRUDDIN, Nor, IMAMORI, Satoshi a Aaron ALEXANDER. Development of High Efficiency Next-Generation SH-AWD Rear Drive Unit. In: *SAE 2015 World Congress & Exhibition*. SAE International, Duben 2015. ISSN 0148-7191. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2015-01-1098>
- [26] BIRCH, Stuart. Focus RS: Ford and GKN create an AWD masterpiece. *Automotive engineering* [online]. Society of Automotive Engineers. Červen 2016. ISSN 2331-7639. Dostupné z: https://saemobilus.sae.org/content/16AUTP06_12
- [27] BERNADES, Marc O. *Torque split between left and right drive shaft over a front wheel drive differential*. Göteborg, 2012. Diplomová práce. Chalmers University of Technology. Department of Applied Mechanics.