

Česká zemědělská univerzita v Praze
Technická fakulta



Diferenciály a děliče momentu
Bakalářská práce

Vedoucí práce: Ing . Petr Miler, Ph.D.

Autor práce: Pavel Chaloupka

Praha 2016

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Pavel Chaloupka

Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

Diferenciály a děliče momentu

Název anglicky

Differentials and torque dividers

Cíle práce

Cílem práce je vytvořit literární rešerši s vlastními komentáři, zabývající se diferenciály a děliči momentu.

Metodika

Prostudovat základní literaturu v oblasti diferenciálů a děličů momentu.

Kontaktovat významné organizace zabývající se danou problematikou.

Provést literární rešerši v dané problematice.

Vlastní rozbor problematiky diferenciálů a děličů momentu.

Návrh, doporučení a předpokládaný vývoj v oblasti diferenciálů a děličů momentu.

Doporučený rozsah práce

30 stran

Klíčová slova

rozvodovka, diferenciál, uzávěrka diferenciálu, delič momentu

Doporučené zdroje informací

Tůmová, G.: Převodná ústrojí motorových vozidel : diferenciály a děliče momentu, V Praze : České vysoké učení technické, 2011, ISBN 8001048551

VLK, F.: Koncepce motorových vozidel: Koncepce vozidel. Alternativní pohony. Komfortní systémy. Řízení dynamiky. Informační systémy. Nakladatelství a zasilatelství Vlk, Brno, 2000. ISBN 80-238-5276-0

Vlk, F.: Stavba motorových vozidel, Brno, 2003, ISBN 8023887572

VLK, F.: Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Nakladatelství a zasilatelství Vlk, Brno, 2001. ISBN 80-238-6573-0

Předběžný termín obhajoby

2015/16 LS – TF

Vedoucí práce

Ing. Petr Miler, Ph.D.

Garantující pracoviště

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Elektronicky schváleno dne 14. 1. 2014

doc. Ing. Boleslav Kadleček, CSc.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 3. 2. 2014

prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan

V Praze dne 25. 03. 2016

Prohlášení

„Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: Diferenciály a děliče momentu vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědom, že odevzdáním bakalářské práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědom, že moje bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědom, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.“

V Přezleticích

Pavel Chaloupka

Abstrakt: Tato práce pojednává o rozdělování točivého momentu mezi poháněná kola vozidel pomocí diferenciálních soukolí. V první části práce lze nalézt základní informace o využití diferenciálů ve vozidle. V druhé části tato práce popisuje schopnost diferenciálů dělit točivý moment při jízdě po rovině i v zatáčce, a to u idealizovaných diferenciálů i reálných, tedy s uvažováním ztrát. Třetí část je zaměřena na popis konstrukce a funkce jednotlivých typů diferenciálů, jejich výhody a nevýhody. Poslední část práce je zaměřena na moderní vývoj v oblasti diferenciálů, hledání řešení ideálního přerozdělování točivého momentu mezi poháněná kola, a tím i chování vozidla při průjezdu zatáčkou.

Klíčová slova: rozvodovka, diferenciál, uzávěrka diferenciálu, dělič momentu

Differentials and torque dividers

Summary: This thesis is focused on the distribution of torque between the driven wheels of vehicles by using differentials. In the first part you can find the basic information about using the differentials in the vehicle. The second part of this paper describes the ability of the differential to split torque during driving straight and cornering in idealized differentials and also in real differentials, thus considering the losses. The third part is focused on describing construction and function of various types of differentials, their advantages and disadvantages. The last part shows the modern development of differentials, searching for solutions of ideal redistributing torque between the driven wheels, and thus the behavior of the vehicle during cornering.

Key words: axle drive, differential, differential lock, torque divider

Obsah

1	Úvod	1
2	Použití diferenciálu	2
2.1	Stálý převod	2
2.1.1	Stálý převod s kuželovým soukolím	2
2.1.2	Stálý převod s čelním soukolím	3
2.2	Diferenciál	3
2.2.1	Kuželový diferenciál	3
2.2.2	Čelní diferenciál	4
3	Kinematika a momentové poměry diferenciálu	6
3.1	Kinematika nápravových a mezinápravových diferenciálů	7
3.2	Momentové poměry a účinnosti	11
3.2.1	Momenty na výstupních hřídelích s uvažováním ztrát	12
3.2.1.1	Vozidlo je poháněno motorem	13
3.2.1.2	Vozidlo je brzděno motorem	15
3.3	Síly působící na nápravu vybavenou diferenciálem	16
3.4	Vliv přilnavosti	18
3.5	Diferenciály se závěrem	18
3.6	Diferenciály se sníženou vlastní účinností	19
4	Konstrukce diferenciálů	21
4.1	Otevřené diferenciály	21
4.2	Závěr diferenciálu	21
4.2.1	Mechanické řazení závěru	21
4.2.2	Elektromechanické a elektropneumatické řazení závěru	22
4.2.3	Samočinné ovládání závěru	22

4.3	Samočinně svorné diferenciály	22
4.3.1	Kuželový diferenciál s přídatnými třecími členy	22
4.3.2	Šnekové diferenciály	24
4.3.3	Diferenciály Torsen	25
4.3.3.1	Torsen typ A	25
4.3.3.2	Torsen typ B	26
4.3.3.3	Torsen typ C	28
4.3.4	Čelní svorné diferenciály	28
4.3.5	Diferenciály bez ozubených kol	29
4.3.5.1	Kolíčkový diferenciál	29
4.3.5.2	Vačkový diferenciál	30
4.3.5.3	Vačkový diferenciál s posuvnými kameny	30
4.3.6	Diferenciály s kapalinovým ovládním svornosti	31
4.3.6.1	Diferenciály s viskózní spojkou	31
4.3.6.2	Diferenciály s hydrostatickým ovládním svornosti	32
4.3.6.3	Diferenciály s lamelovou spojkou a čerpadlem	32
4.3.7	Diferenciály s vnějším ovládním svornosti	33
4.3.7.1	Mercedes-Benz ASD	33
4.3.7.2	ZF	34
4.3.7.3	Diferenciály s čerpadlem s vnitřním ozubením a řízením tlaku	34
5	Inteligentní diferenciály	35
5.1	ATTS Honda	35
5.2	Mitsubishi	36
5.3	ZF Friedrichshafen	37
5.4	Ricardo	38

6	Závěr.....	40
	Použité zdroje.....	41
	Seznam obrázků.....	42

1 Úvod

V každém automobilu je třeba co nejefektivněji zajistit přenos točivého momentu od motoru k jednotlivým poháněným kolům. Protože se jednotlivá kola pohybují po různých trajektoriích, není možné mít kola poháněné nápravou na jednom společném hřídeli. Proto je do vozidel montován diferenciál, který umožňuje rozdílné otáčky jednotlivých kol a zároveň umí dělit točivý moment motoru. Nejčastěji používaný kuželový diferenciál tyto základní požadavky splňuje, ale dělení točivého momentu není ideální, a proto stále dochází k vývoji nových mechanismů s lepšími vlastnostmi.

První část práce obsahuje důvody pro použití diferenciálu, jeho umístění ve vozidle coby součást rozvodovky a popisuje základní principy fungování nejběžnějších typů diferenciálu.

Následující kapitola je zaměřena na teoretické poznání funkce diferenciálu. Obsahuje poznatky o kinematických a momentových poměrech v diferenciálu a popisuje situaci, kdy se jedno z kol nachází na povrchu s nízkou přilnavostí.

Další část obsahuje rozdělení diferenciálů, jejich konstrukční řešení a z nich vyplývající vlastnosti a využití.

Poslední kapitola se věnuje moderním vývojovým trendům v oblasti diferenciálů a jejich vlivu na chování vozidla při jízdě.

2 Použití diferenciálu

Během jízdy vozidla zatáčkou jednotlivá kola opisují odlišné trajektorie, pohybují se po soustředných kružnicích. Jednotlivá kola se tedy musí otáčet rozdílnou rychlostí. Mezi důvody rozdílné rychlosti otáčení jednotlivých kol i při přímé jízdě je dále nutno zařadit další parametry, jako například opotřebení pneumatik, zatížení kola, huštění [1, s. 281] [2, s. 3]. Jestliže jsou kola poháněná nápravou spojena pevným hnacím hřídelem, nemohou opisovat různé trajektorie, aniž by docházelo k prokluzu jednoho nebo obou kol, což se ovšem projeví vyšším opotřebením pneumatik, ztrátami výkonu vynaloženého na prokluzování a smýkání pneumatik a zhoršenými jízdními vlastnostmi. Rozdíl (diference) v rychlosti otáčení kol způsobený jízdou po nestejných drahách valení, zejména v zatáčkách, je vyrovnáváno diferenciálním soukolím, zkráceně diferenciálem [1, s. 282].

2.1 Stálý převod

Konstrukčně je diferenciál součástí rozvodovky, která je složena ze stálého převodu a diferenciálu. Stálý převod slouží ke snížení otáček a tím zvětšení točivého momentu přiváděného z převodovky. Převodový poměr u jednoduchého stálého převodu bývá u osobních automobilů $i_r \approx 3,5 - 4$, u nákladních $i_r > 6$. Konstrukční řešení stálého převodu je závislé na způsobu uložení motoru. V případě vozidla s podélně uloženým motorem je potřeba točivý moment rozvést pomocí kuželového soukolí, protože hnací nápravy jsou umístěny vždy kolmo k podélné ose vozidla. Pokud je vozidlo vybaveno příčně uloženým motorem, není třeba směr točivého momentu měnit a je možno použít čelní soukolí [1, s. 282][3, s. 20-29].

2.1.1 Stálý převod s kuželovým soukolím

Stálý převod je tvořen hnacím ozubeným kolem neboli pastorkem a talířovým kolem. Talířové kolo je spojeno s klecí diferenciálu, do které ústí hnací hřídele s centrálními koly. Stálý převod lze řešit buď pomocí kuželového soukolí s různoběžnými osami, nebo pomocí kuželového soukolí s mimoběžnými osami, tzv. hypoidní soukolí. Vzhledem k převažujícím výhodám se u automobilů převážně používá hypoidního soukolí. Mezi jeho výhody patří tišší chod, způsobený současným záběrem většího počtu zubů, větší únosnost a životnost. Vyosení hypoidního soukolí umožňuje níže umístit hnací hřídel a tím snížit středový tunel ve vozidle a také snížit těžiště vozidla [4, s. 29] [5, s. 241].

2.1.2 Stálý převod s čelním soukolím

U vozidel s čelním soukolím stálého převodu je převodovka s rozvodovkou umístěna ve společné skříni, která bývá vyrobena tlakovým litím z hliníkové slitiny. Stálý převod je konstruován jako čelní soukolí se šikmými zuby. Rozdělení točivého momentu je opět realizováno kuželovým soukolím připevněným k hnanému kolu stálého převodu [5, s. 242].

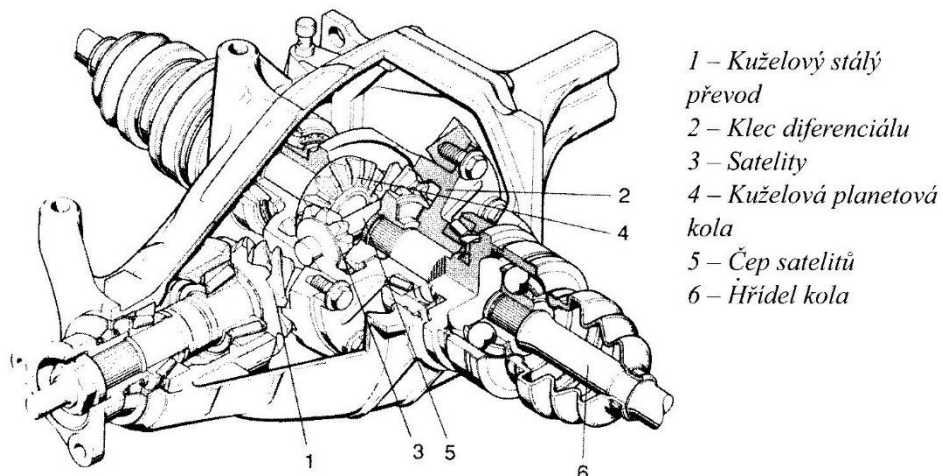
2.2 Diferenciál

Diferenciál je druhou součástí rozvodovky, a kromě již dříve zmiňovaného samočinného vyrovnávání rozdílů v otáčení jednotlivých kol, slouží k rozdělování točivého momentu na obě kola vozidla [3, s. 242]. Diferenciál je vždy složen z jednoho nebo více ozubených kol konajících složený pohyb, rotaci okolo vlastní i centrální osy. Řadíme ho tedy mezi planetová soukolí [2, s. 6]. Mezi nejběžněji používané druhy diferenciálů patří kuželové a čelní, k dalším druhům patří diferenciály šnekové nebo planetové [2, s. 7].

2.2.1 Kuželový diferenciál

Díky své jednoduchosti se jedná o nejčastěji používaný typ diferenciálu v motorových vozidlech. Kuželový diferenciál byl patentován v Americe v roce 1865 a byl používán v parních žacích strojích [2, s. 6]. Kuželový diferenciál (Obr. 1) tvoří klec pevně připevněná k talířovému kolu stálého převodu. Ke kleci jsou pomocí čepu uchyceny volně otočné satelity, které jsou dále v záběru s planetovými (centrálními) koly přenášejícími točivý moment na hnací hřídele [1, s. 281].

Obr. 1 Kuželový diferenciál [2, s. 6]

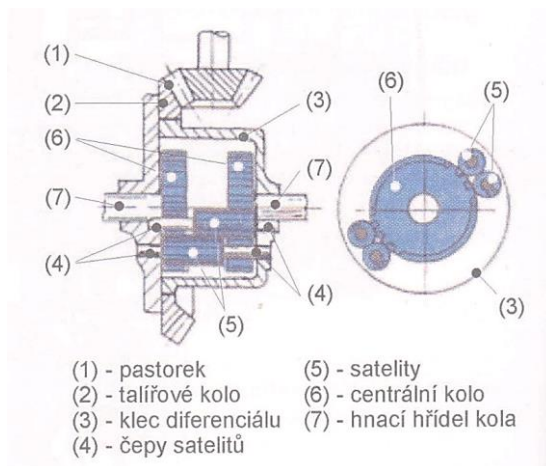


V diferenciálech osobních automobilů se používají dva satelity uložené na jednom čepu, v nákladních automobilech se pro zvýšení přenositelného výkonu používají čtyři satelity uložené na křížovém čepu [5, s. 243]. Vložení satelitů mezi planetová kola umožňuje při nezměněných otáčkách talířového kola zpoždění jednoho kola vozidla a zrychlování druhého kola o stejný počet otáček [1, s. 281]. Vzájemná natáčení planetových kol jsou díky vazbě přes satelity stejně veliká, opačně orientovaná, ale rychlost otáčení talířového kola, a tím i čepu satelitu, neovlivňují. Pokud vozidlo nezatáčí, tj. jede přímo, planetová kola se otáčejí stejnou rychlostí a na obou kolech jsou stejné odpory. Relativní pohyb satelitů vůči kleci diferenciálu je nulový a satelity tak fungují jako unašeče. Planetová kola, klec diferenciálu a tedy i talířové kolo se otáčejí jako jeden celek [1, s. 282].

2.2.2 Čelní diferenciál

Méně používaný diferenciál je diferenciál čelní. Jak již název napovídá, všechna kola v tomto případě mají čelní ozubení [2, s. 18]. Čelní diferenciál (Obr. 2) opět tvoří klec diferenciálu, která je otáčena soukolím stálého převodu. Pomocí čepů jsou v kleci uloženy satelity s čelním ozubením. Satelity jsou stejně jako u kuželového diferenciálu v záběru s planetovými koly, spojenými s hnacími hřídeli. Jednotlivé satelity v tomto případě nezabírají do obou planetových kol současně, ale tvoří vzájemně zabírající dvojice. Každý satelit zabírá polovinou ozubení s planetovým kolem a druhou polovinou s druhým satelitem, který svou druhou polovinou zabírá s druhým planetovým kolem [3, s. 244].

Obr. 2 Čelní diferenciál [3, s. 244]



Tím je opět umožněno zrychlování jednoho planetového kola vůči kleci diferenciálu a zpomalování druhého planetového kola [2, s. 18]. Kvůli vyvážení bývá celý mechanismus vybaven dvěma nebo třemi páry satelitů, navzájem posunutých o 180° , respektive o 120° [5, s. 244].

3 Kinematika a momentové poměry diferenciálu

Aby mohl mechanismus umožnit rozdílné úhlové rychlosti kol a zároveň dokázal rozdělit přiváděný točivý moment (rovnoměrně v případě nápravového použití, poměrově při mezinápravovém použití) musí mít nejméně 2° volnosti [4, s. 286]. Počet stupňů volnosti patří mezi základní údaje, které charakterizují převodné ústrojí. Většinou se řeší především tzv. funkční počet stupňů volnosti, tedy stupně volnosti u ideálního mechanismu bez nadbytečných vazeb, kde každá součást mechanismu vykonává pouze pohyb odpovídající jeho funkci v mechanismu. Udává nám počet nezávislých kinematických veličin stejného druhu, např. úhlové zrychlení, úhlová rychlost nebo úhlové pootočení, které musíme zadat, abychom mohli jednoznačně tuto veličinu určit u mechanismu pro všechny členy [2, s. 4].

Vztah pro určení funkčního počtu stupňů volnosti u planetových a ozubených soukolí:

$$w = n - o \quad (1)$$

kde:

w[-] – počet stupňů volnosti

n[-] – počet pohyblivých členů

o[-] – počet obecných dvojic

[2, s. 4]

U diferenciálu je jeden stupeň volnosti využíván na umožnění rozdílných otáček jednotlivých kol nápravy a druhý slouží k přenosu výkonu na vozovku [2, s. 6]. Při jízdě v přímém směru jsou otáčky obou kol stejné, neboť se pohybují po stejné dráze, tudíž i otáčky hnacích hřídelů a planetových kol diferenciálu jsou stejné. Satelity se neotáčejí, pouze obíhají kolem centrální osy otáčkami identickými s klecí diferenciálu. Při průjezdu zatáčkou se vnitřní kolo pohybuje po kratší dráze a tím dochází k jeho zpomalování, zpomaluje se i jeho hnací hřídel a příslušné planetové kolo. Tím se satelity začnou po planetovém kole odvalovat a otáčet, čímž způsobí urychlování druhého planetového kola (Obr. 3) [5, s. 244].

Pro otáčky kol musí platit následující rovnice:

$$n_k = \frac{n_l + n_p}{2} \quad (2)$$

kde:

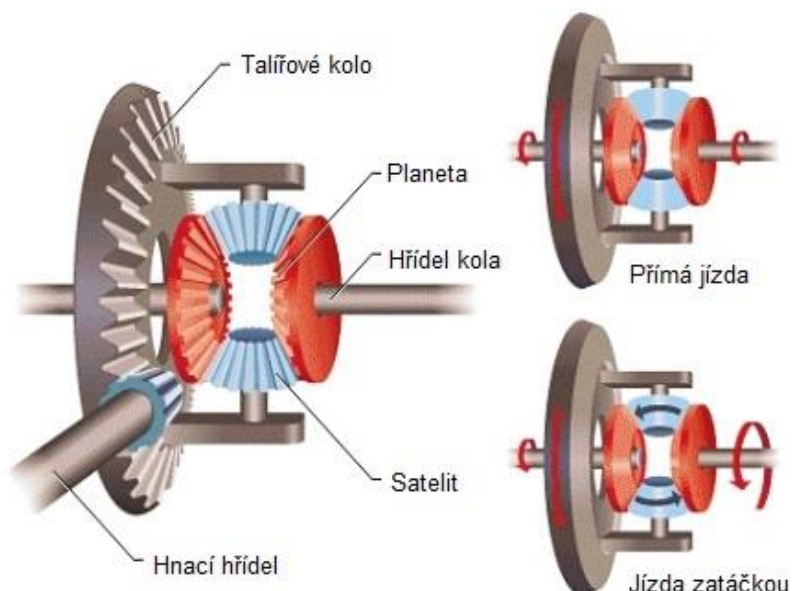
n_k [ot./s] – otáčky klece diferenciálu

n_l [ot./s] – otáčky pravého kola

n_l [ot./s] – otáčky levého kola

[3, s. 244]

Obr. 3 – Otáčení kol diferenciálu [7]



3.1 Kinematika nápravových a mezinápravových diferenciálů

Požadavkem na nápravový diferenciál je rovnoměrné neboli symetrické dělení momentu mezi oba hnací hřídele (mezi pravé a levé kolo). Odtud plyne název symetrický diferenciál. Pokud dělí mechanismus točivý moment nerovnoměrně (nesymetricky), jedná se o dělič momentu, který lze vhodně využít jako rozdělovací převodovku. Ta umožňuje přenášet větší hnací sílu na více zatíženou nápravu. Abychom zjistili, zda je mechanismus symetrickým diferenciálem nebo děličem momentu, je třeba určit jeho kinematické poměry neboli převodový poměr. Převodový poměr určuje poměr dělení točivého momentu mezi

výstupními hřídeli. Jelikož je diferenciál mechanismus s nejméně 2° volnosti, je třeba pro zjištění převodového poměru otáčky jednoho vnějšího členu zvolit. Nejjednodušší je zvolit vstupní otáčky za nulové, tzn. vstupní hřídel je zastaven. Poté převodový poměr určíme ze vzájemných otáček jednotlivých výstupů. U symetrického diferenciálu musí platit tento vztah:

$$i_{e,i}^a = i_{i,e}^a = -1 \quad (3)$$

kde:

$i_{e,i}^a$ [-] - převodový poměr mezi interním a externím hřídelem (vstup zastaven)

$i_{i,e}^a$ [-] - převodový poměr mezi externím a interním hřídelem (vstup zastaven)

a [-] - vstup (zde pastorek stálého převodu)

i [-] - vnitřní hřídel

e [-] - vnější hřídel

[4, s. 288,289]

Rovnici (3) lze demonstrovat na vozidle, které je umístěno na zvedáku, kola se tedy nedotýkají vozovky, motor je vypnutý a v převodovce je zařazen rychlostní stupeň (blokován vstup). Otáčením jednoho kola poháněné nápravy bude docházet k otáčení druhého kola stejnou rychlostí, ale opačným směrem. Abychom mohli symetričnosti diferenciálu dosáhnout, musí být počet zubů planetových kol stejný, což lze vyjádřit rovnicí:

$$i_{e,i}^a = - \frac{z_{p2}}{z_{p1}} = i_{i,e}^a = - \frac{z_{p1}}{z_{p2}} = -1 \quad (4)$$

kde:

z_{p1} [-] - počet zubů planetového kola 1

z_{p2} [-] - počet zubů planetového kola 2

[2, s. 7]

Rovnice (4) platí pro kuželový, čelní nebo šnekový diferenciál, pro planetový diferenciál lze podmínku symetričnosti vyjádřit ze vztahů:

$$i_{e,i}^a = i_{p,r}^k = 1 - i_{p,k}^r = 1 - \frac{z_{kor}}{z_{plan}} \cdot (-1)^j \quad (5)$$

kde:

- $i_{p,r}^k$ [-] - převod mezi planetovým kolem a unašečem, korunové kolo zastaveno
- $i_{p,k}^r$ [-] - převod mezi planetovým kolem a korunovým kolem, unašeč zastaven
- z_{kor} [-] - počet zubů korunového kola
- z_{plan} [-] - počet zubů planetového kola
- j [-] - počet satelitů

[4, s. 288]

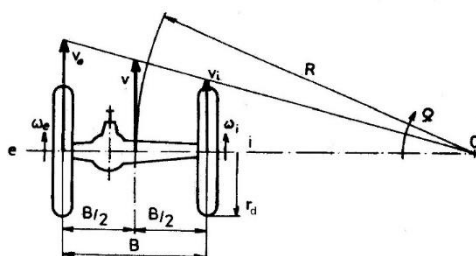
Dosažením -1 za $i_{e,i}^a$ z rovnice (3) dostaneme podmínku symetričnosti planetového diferenciálu:

$$i_{p,r}^k = -1 \Rightarrow i_{p,k}^r = 2 \Rightarrow z_{kor} = 2 \cdot z_{plan} \quad (6)$$

[4, s. 288]

Jak již bylo zmíněno, jednotlivá kola a střed nápravy mají při průjezdu zatáčkou rozdílné obvodové a úhlové rychlosti (Obr. 4). K jejich určení použijeme buď znalost úhlové rychlosti vozidla otáčejícího se kolem středu zatáčky, nebo je lze určit z úhlových rychlostí otáčení jednotlivých kol.

Obr. 4 Kinematika nápravy s diferenciálem [2, s. 8]



Při výpočtech využijeme tzv. měrný poloměr zatáčky ρ , což je poměr mezi poloměrem zatáčky R a rozchodem vozidla B :

$$\rho = \frac{R}{B}$$

Rovnice pro vnější (externí) kolo:

$$v_e = \left(R + \frac{B}{2}\right) \cdot \Omega = r_d \cdot \omega_e \Rightarrow \omega_e = \frac{\Omega}{r_d} \cdot \left(R + \frac{B}{2}\right) = \frac{v}{r_d} \cdot \left(1 + \frac{1}{2 \cdot \rho}\right) \quad (7)$$

Rovnice pro vnitřní (interní) kolo:

$$v_i = \left(R - \frac{B}{2}\right) \cdot \Omega = r_d \cdot \omega_i \Rightarrow \omega_i = \frac{\Omega}{r_d} \cdot \left(R - \frac{B}{2}\right) = \frac{v}{r_d} \cdot \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \rho}\right) \quad (8)$$

kde:

v_e, v_i [m·s⁻¹] - obvodová rychlost kol (externího, interního)

R [m] - poloměr zatáčky

B [m] - rozchod nápravy

ρ [m] - měrný poloměr zatáčky

Ω [rad·s⁻¹] - úhlová rychlost vozidla kolem středu zatáčky

r_d [m] - poloměr kola vozidla

ω_e, ω_i [rad·s⁻¹]- úhlová rychlost kol (externího, interního)

[2, s. 8]

Pomocí Willisovy formule pro diferenciál je možno vyjádřit úhlovou rychlost klece diferenciálu:

$$\omega_r = i_{re}^i \cdot \omega_e + i_{ri}^e \cdot \omega_i = \frac{\omega_e}{1 - i_{ei}^r} + \frac{\omega_i}{1 - i_{ie}^r} \quad (9)$$

kde:

ω_r [rad·s⁻¹] - úhlová rychlost klece diferenciálu

i_{re}^i [-] - převodový poměr mezi klecí a externím hřídelem (interní zastaven)

i_{ri}^e [-] - převodový poměr mezi klecí a interním hřídelem (externí zastaven)

i_{ei}^r [-] - převodový poměr mezi externím a interním hřídelem (klec zastavena)

i_{ie}^r [-] - převodový poměr mezi interním a externím hřídelem (klec zastavena)

[2, s. 9]

Obvodovou rychlost středu nápravy lze vypočítat jako aritmetický průměr rychlostí obou kol:

$$v = \frac{v_e + v_i}{2} = \frac{r_d}{2} \cdot (\omega_e + \omega_i) = r_d \cdot \omega_r \quad (10)$$

[2, s. 9]

Dosazením do rovnic (7) a (8) lze vyjádřit závislost mezi úhlovými rychlostmi kol na úhlové rychlosti klece diferenciálu.

$$\omega_e = \omega_r \cdot \left(1 + \frac{1}{2 \cdot \rho}\right) \quad (11)$$

$$\omega_i = \omega_r \cdot \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \rho}\right) \quad (12)$$

[2, s. 9]

3.2 Momentové poměry a účinnosti

Závislost mezi převodovým poměrem diferenciálu a velikostí výstupních momentů je vyjádřena rovnicí (13). Z rovnice plyne, že poměrné momenty výstupů jsou totožné, a pokud zanedbáme ztráty, rovnají se polovině točivého momentu přiváděného do diferenciálu.

$$i_{e,i}^a = -\frac{M_i}{M_e} \quad (13)$$

$$\frac{M_e}{M_a} = -i_{a,e}^i = \frac{-1}{1 - i_{e,i}^a} = -\frac{1}{2}; \quad \frac{M_i}{M_a} = -i_{a,i}^e = \frac{-1}{1 - i_{i,e}^a} = -\frac{1}{2} \quad (14)$$

[4, s. 289]

Zatím byly zmíněny pouze výhody, kola se mohou otáčet odlišnými úhlovými rychlostmi a hnací moment je rovnoměrně dělen mezi obě kola. V situaci, kdy se některé

z poháněných kol ocitne na povrchu s nízkým součinitelem přilnavosti, se ale vlastnosti diferenciálu stanou nežádoucími. Prokluzující kolo ztrácí schopnost přenášet hnací sílu z kola na vozovku. Ve stejném poměru jako jsou rozdělovány výstupní momenty diferenciálem, klesá hnací síla i na druhém kole. Příkladem může být vozidlo stojící jedním kolem na ledu a druhým na suchém asfaltu. Kolo na ledu se bude protáčet, přičemž kolo na suchém asfaltu bude poháněno pouze silou rovnající se síle, jakou je schopno přenášet prokluzující kolo na led. Síly v diferenciálu lze přirovnat ke kladce. Kladka bez ztrát v ložisku rozděluje síly na svém obvodu v poměru 1:1. To znamená, že pokud poklesne hnací síla na jednom kole, dojde k poklesu síly nejen na druhém kole, ale také se sníží zatížení motoru. Spoustě řidičů se jistě stalo, že pokud dostatečně rychle nesundali nohu z pedálu akcelérátoru, nezatížený motor se rychle roztočil do vysokých otáček. Při ztrátě adheze na jednom kole u nápravy vybavené diferenciálem se může stát, že vozidlo nebude schopné z této situace ujet. Existují dvě konstrukční řešení tohoto problému: použití svorného diferenciálu nebo závěr diferenciálu [4, s. 289, 290].

3.2.1 Momenty na výstupních hřídelích s uvažováním ztrát

V případě diferenciálu s uvažovanými ztrátami je třeba pro určení momentů rozlišit, zda je vozidlo motorem poháněno nebo brzděno, protože tok výkonu je v těchto případech opačný. Tok výkonu ve skutečném mechanismu známe, tok výkonu v náhradním mechanismu, kde všechny členy mají pevné osy, lze určit pomocí poměrného potenciálního výkonu. Do rovnice v následujícím textu je třeba zavést několik podmínek. Prvním předpokladem je, že se vozidlo pohybuje pouze vpřed, druhý předpoklad je, že vozidlo je vybaveno kuželovým diferenciálem, kde vstupním členem je klec neboli unašeč.

Pro pohon i brždění motorem je relativní úhlová rychlost mezi výstupními hřídeli a klecí stejná a lze ji určit z rovnice:

$$\omega_e - \omega_r = \omega_{er} > 0$$

$$\omega_i - \omega_r = \omega_{ir} < 0$$

(15)

kde:

ω_{er}, ω_{ir} [rad/s] - relativní úhlová rychlost mezi klecí a externím (interním) hřídelem

[2, s. 12]

3.2.1.1 Vozidlo je poháněno motorem

Pokud je vozidlo motorem poháněno, výkon proudí nápravovým diferenciálem od klece k výstupním hřídelům: $r \rightarrow (e + i)$. Moment na výstupních hřídelích je negativní. Smysl toku v náhradním mechanismu (s pevnými osami) získáme vynásobením momentu relativními rychlostmi z rovnice (15):

$$\omega_{er} > 0; M_e < 0 \Rightarrow P_e^r = (-) \cdot (+) = M_e \cdot \omega_{er} < 0$$

$$\omega_{ir} < 0; M_i < 0 \Rightarrow P_i^r = (-) \cdot (-) = M_i \cdot \omega_{ir} > 0$$

(16)

[2, s. 12]

Určením toku výkonu v náhradním mechanismu lze vypočítat poměr momentů na výstupních hřídelích (17). Dosazením do rovnice momentové rovnováhy na vnějších hřídelích diferenciálu (18) určíme relativní momenty na výstupních hřídelích (poměrné momenty vztažené ke vstupnímu momentu) (19).

$$\frac{M_e}{M_i} = -i_{ie}^r \cdot \eta_{ie}^r$$

(17)

$$M_r + M_e + M_i = 0$$

(18)

$$\frac{M_e}{M_r} = \frac{i_{ie}^r \cdot \eta_{ie}^r}{1 - i_{ie}^r \cdot \eta_{ie}^r}; \quad \frac{M_i}{M_r} = \frac{1}{i_{ie}^r \cdot \eta_{ie}^r - 1}$$

(19)

[2, s. 13]

Výše uvedené rovnice platí pro libovolný diferenciál. Pro symetrický, tj. se základním převodem rovným -1, lze rovnice (19) zjednodušit na tvar:

$$i^r = -1 \Rightarrow \frac{M_e}{M_i} = \eta^r (|M_i| > |M_e|); \quad \frac{M_e}{M_r} = \frac{-\eta^r}{1 + \eta^r}; \quad \frac{M_i}{M_r} = -\frac{1}{1 + \eta^r}$$

(20)

[2, s. 13]

Pokud vozidlo projíždí zatáčkou, je větší moment přenášen na vnitřní kolo. Podíl mezi momentem na vnitřním a vnějším kole udává velikost vlastní účinnosti diferenciálu. Při jízdě zatáčkou na vozidlo působí odstředivá síla, která způsobuje větší radiální zatížení na vnějších kolech. Přestože díky většímu radiálnímu zatížení by byla vnější kola schopna přenášet větší hnací sílu než kola vnitřní, diferenciál přenáší větší hnací sílu na kolo vnitřní. Z tohoto důvodu některé automobilky vyvíjejí mechanismy, které jsou schopny hnací síly mezi jednotlivými koly přerozdělit. Těmto mechanismům, ve kterých je většinou běžný kuželový diferenciál doplněn planetovým převodem a systémem brzd, popřípadě spojek, bude věnována samostatná kapitola [2, s. 13].

Celková účinnost

Účinnost udává poměr mezi součtem výkonů na výstupech a vstupu (21). Celková účinnost nezahrnuje účinnost stálého převodu, ta není uvažována. Pro kuželový nápravový diferenciál dostáváme rovnici:

$$\eta = -\frac{P_e + P_i}{P_r} = -\frac{M_e \cdot \omega_e}{M_r \cdot \omega_r} - \frac{M_i \cdot \omega_i}{M_r \cdot \omega_r} \quad (21)$$

kde:

- η [-] - účinnost
- P_e, P_i [W] - výkon na externím, interním hřídeli
- P_r [W] - výkon na kleci diferenciálu

[2, s. 13]

Dosazením velikosti relativních momentů z rovnice (17) a relativní úhlové rychlosti z rovnic (11,12) do obecné rovnice (21) dostaneme následující výraz pro výpočet celkové účinnosti a součinitele ztrát:

$$\eta = \frac{\eta^r}{1 + \eta^r} \cdot \left(1 + \frac{1}{2 \cdot \rho}\right) + \frac{1}{1 + \eta^r} \cdot \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \rho}\right) = 1 - \frac{1 - \eta^r}{1 + \eta^r} \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho} \quad (22)$$

$$\zeta = 1 - \eta = \frac{1 - \eta^r}{1 + \eta^r} \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho} = \frac{const}{\rho} \quad (23)$$

kde:

$\zeta [-]$ - součinitel ztrát

[2, s. 13]

3.2.1.2 Vozidlo je brzděno motorem

Pokud je vozidlo motorem brzděno, výkon proudí nápravovým diferenciálem obráceně, tj. od výstupních hřídelů ke kleci: $(e + i) \rightarrow r$. Točivé momenty na výstupních hřídelích jsou kladné, neboť v tomto případě fungují jako vstup.

$$\omega_{er} > 0; M_e > 0 \Rightarrow P_e^r = M_e \cdot \omega_{er} > 0$$

$$\omega_{ir} < 0; M_i > 0 \Rightarrow P_i^r = M_i \cdot \omega_{ir} < 0$$

(24)

[2, s. 14]

Další výpočty jsou analogické k výpočtům pro případ pohonu vozidla motorem.

$$\frac{M_i}{M_r} = -i_{ie}^r \cdot \eta_{ie}^r$$

(25)

$$M_r + M_e + M_i = 0$$

(26)

$$\frac{M_i}{M_r} = \frac{i_{ie}^r \cdot \eta_{ie}^r}{1 - i_{ie}^r \cdot \eta_{ie}^r}; \frac{M_e}{M_r} = \frac{1}{i_{ie}^r \cdot \eta_{ie}^r - 1}$$

(27)

[2, s. 14]

Obdobně jako v případě pohonu motorem, výše uvedené rovnice platí pro libovolný diferenciál, pro symetrický, tj. se základním převodem rovným -1, lze rovnici (27) zjednodušit na tvar:

$$i^r = -1 \Rightarrow \frac{M_i}{M_e} = \eta^r (|M_e| > |M_i|); \frac{M_i}{M_r} = \frac{-\eta^r}{1 + \eta^r}; \frac{M_e}{M_r} = -\frac{1}{1 + \eta^r}$$

(28)

[2, s. 14]

Pokud vozidlo projíždí zatáčkou, je větší brzdny moment přenášen na vnější kolo. Podíl mezi momentem na vnitřním a vnějším kole opět udává velikost vlastní účinnosti diferenciálu [2, s. 14].

Celková účinnost

Jestliže vozidlo brzdí motorem, je tok výkonu ve směru od kol k motoru. Moment na všech kolech je kladný (jedná se o vstup), na klecí diferenciálu je moment záporný (výstup). Celková účinnost udává poměr mezi výkonem na výstupu a součtu na všech vstupech (29). Do celkové účinnosti není zahrnuta účinnost stálého převodu, ale pouze účinnost vlastního diferenciálu. Pro kuželový nápravový diferenciál dostáváme rovnici:

$$\eta = -\frac{P_r}{P_e + P_i} = \frac{1}{\frac{M_e \cdot \omega_e}{M_r \cdot \omega_r} + \frac{M_i \cdot \omega_i}{M_r \cdot \omega_r}} \quad (29)$$

[2, s. 14]

Dosazením velikosti relativních momentů z rovnice (27) a relativní úhlové rychlosti z rovnic (11,12) do obecné rovnice (29) dostaneme následující výraz pro výpočet celkové účinnosti a součinitele ztrát:

$$\eta = \frac{1}{-\frac{1}{1+\eta^r} \cdot \left(1 + \frac{1}{2 \cdot \rho}\right) - \frac{\eta^r}{1+\eta^r} \cdot \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \rho}\right)} = \frac{1}{1 + \frac{1-\eta^r}{1+\eta^r} \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho}} \quad (30)$$

$$\zeta = 1 - \eta$$

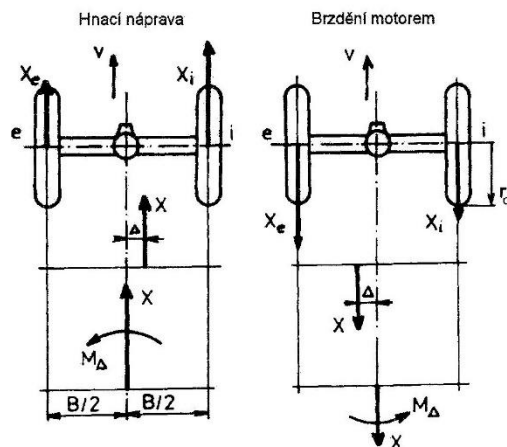
(31)

[2, s. 14]

3.3 Síly působící na nápravu vybavenou diferenciálem

Síly působící na kola nápravy vybavené diferenciálem jsou znázorněny na Obr. 5, v levé polovině pro vozidlo poháněné motorem, v pravé části pro vozidlo brzděné motorem.

Obr. 5 Síly působící na symetrický diferenciál při průjezdu zatáčkou [2, s. 15]



Hnací síla, popřípadě brzdná síla, v obou případech značena F , je na vnějším, respektive na vnitřním kole, přímo úměrná točivým momentům na těchto kolech. Výsledná síla X působící v ložisku je v případě pohonu vozidla motorem rovna rozdílu hnací síly F a odporu valení O_f . Pokud vozidlo motorem brzdí, je výsledná síla rovna součtu brzdné síly F a odporu valení O_f .

$$X = F \pm O_f \tag{32}$$

kde:

X [N] - výsledná síla v ložisku kola

F [N] - hnací respektive brzdná síla

O_f [N] - odpor valení

[2, s. 15]

Jestliže je vozidlo motorem poháněno, je větší výsledná surná síla v ložisku na vnitřním kole, naopak pokud je vozidlo motorem brzděno, je větší výsledná síla na kole vnějším. Rozdílné silové působení při průjezdu zatáčky na levém a pravém kole způsobuje vznik točivého momentu M_Δ . V obou případech, tj. pohon i brzdění motorem, moment M_Δ působí na pohyb vozidla zatáčkou negativně. Jedná se o jeden z faktorů, který vyvolává vznik nedotáčivosti vozu [2, s. 15].

Pokud vozidlo neprojíždí zatáčkou, jede tedy přímým směrem, je rozložení sil na poháněná kola s ohledem na vlastní účinnost diferenciálu neurčitě. Velikosti sil působících

na vnějším a vnitřním kole jsou v tomto případě ovlivněny tím, zda vozidlo naposledy zatáčelo doprava nebo doleva a zda jsou otáčky kol vyrovnány [2, s. 15].

3.4 Vliv přilnavosti

Jak již bylo uvedeno, výhoda diferenciálu spočívající ve schopnosti vyrovnávat rozdíly v otáčkách kol a rovnoměrně dělit točivý moment, se stává nevýhodou, jestliže na některém kole poklesne schopnost přenášet hnací sílu. Maximální hnací moment, který je možný přenést na jednom kole je možné určit z následující rovnice (33).

$$M_{adheze} = Z \cdot r_d \cdot \mu_{kola} \quad (33)$$

kde:

M_{adheze} [N·m] - maximální přenesitelný moment na kole

Z [N] - radiální zatížení kola

μ_{kola} [-] - součinitel adheze kola

[2, s. 15]

Daná rovnice vyjadřuje situaci, kdy dochází k poklesu hnací síly. Vzhledem k tomu, že dynamický poloměr kola je konstanta, pokles hnací síly může být způsoben buď poklesem součinitele adheze kola μ_{kola} nebo poklesem radiálního zatížení kola Z , a to působením odstředivé síly nebo odskočením kola [2, s. 15].

3.5 Diferenciály se závěrem

V případě, kdy adhezní podmínky způsobí protáčení některého kola, může dojít k poklesu hnací síly na takovou úroveň, že vozidlo není schopno se z této situace vyprostit. Nejjednodušší způsob, jak vyřešit nevýhodu diferenciálu s velkou vlastní účinností, je použití závěru diferenciálu. Většinou je závěr diferenciálu konstruován jako zubová spojka, která spojí dva členy diferenciálu, nejčastěji jeden hnací hřídel a klec diferenciálu, a tím celý diferenciál vyřadí z činnosti [4, s. 323].

3.6 Diferenciály se sníženou vlastní účinností

Nutnost zapínat a vypínat závěr diferenciálu ztěžuje ovládání vozidla. Tuto nevýhodu lze vyřešit použitím svorného diferenciálu [5, s. 245]. U svorného diferenciálu je vlastní účinnost záměrně snížena. Vlastní účinnost je definována při zablokovaném vstupu, tzn. kleci diferenciálu, a jak již bylo uvedeno, lze ji pro symetrický diferenciál vyjádřit rovnicí (34):

$$\frac{M_e}{M_i} = \eta^r \quad (34)$$

[4, s. 292]

K vysvětlení názvu svorné diferenciály je třeba si definovat pojem svornost. Lze ji definovat dvěma způsoby, a to buď pomocí vlastní účinnosti vyjádřené rovnicí (35), nebo pomocí momentů na kolech popsaných rovnicí (36).

$$s = 1 - \eta^r \quad (35)$$

$$s = \frac{M_{vyšší} - M_{nižší}}{M_{vyšší} + M_{nižší}} \quad (36)$$

kde:

$M_{vyšší}$ - moment na kole s lepší adhezí

$M_{nižší}$ - moment na kole s nižší adhezí

[2, s. 291, 292]

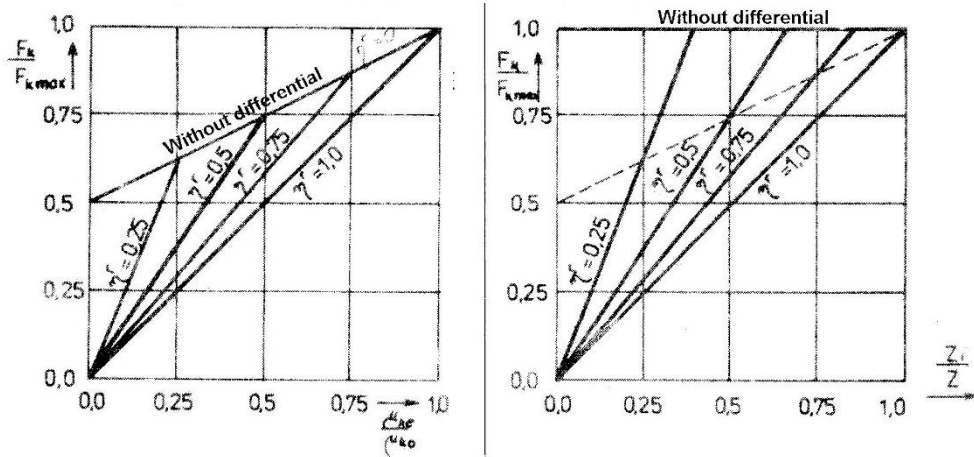
Z výše uvedené momentové rovnice lze vyjádřit vztah pro výpočet momentu na kole s lepší adhezí v závislosti na svornosti diferenciálu.

$$M_{vyšší} = \frac{1 + s}{1 - s} \cdot M_{nižší}$$

[4, s. 292]

Rozdíl ve schopnosti nápravy přenášet hnací sílu na vozovku v závislosti na použitém druhu diferenciálu je zobrazen v diagramu adhezní schopnosti nápravy (Obr. 6).

Obr. 6 Závislost přenositelné síly na adhezních podmínkách [2, s. 16]



Na vodorovné ose diagramu je součinitel adheze kola s nižší přilnavostí, na druhém kole předpokládáme součinitel adheze $\mu = 1$. Na svislé ose jsou hodnoty relativní hnací síly vztažené k maximální dosažitelné hnací síle, tj. obě kola jsou na povrchu se součinitelem adheze $\mu = 1$. V diagramu jsou zobrazeny hodnoty přenášené relativní hnací síly nápravy vybavené jedním ze tří druhů diferenciálu. V prvním případě je použit teoretický diferenciál s vlastní účinností 100%, takový pochopitelně neexistuje, ale vlastnostmi se mu přibližuje kuželový diferenciál, který má vlastní účinnost přibližně 95%. Druhá náprava je vybavena svorným diferenciálem s vlastní účinností 50% a třetí diferenciálem s aktivovaným závěrem, obě kola jsou tedy pevně spojena [4, s. 292].

4 Konstrukce diferenciálů

Zařadit různá konstrukční řešení do určitých kategorií diferenciálů není vůbec jednoduchý úkol. Diferenciály lze například rozdělit podle svornosti na otevřené a svorné. Pokud je ale otevřený diferenciál vybaven závěrem, lze jeho svornost skokově změnit na hodnotu 100%. Některé svorné diferenciály se také chovají za běžných podmínek jako otevřené a jejich svornost je aktivována jen v určitých případech. Dále je možné diferenciály členit dle použití na nápravové a mezinápravové, ale ani toto členění není dokonalé, protože stejné konstrukční řešení je možné použít v nápravovém i mezinápravovém provedení [5, s. 244, 245].

4.1 Otevřené diferenciály

Mezi stále nejčastěji používané diferenciály v automobilech patří kuželové diferenciály, které můžeme řadit mezi otevřené, tedy takové, jejichž vlastní účinnost je velmi vysoká. K dalším představitelům otevřených diferenciálů patří diferenciál čelní nebo planetový. Čelní diferenciály byly a stále jsou využívány v konstrukci nákladních vozidel Tatra [2, s. 18].

4.2 Závěr diferenciálu

Ovládání závěru je většinou ponecháno na řidiči, samotné řazení závěru bývá řešeno různými způsoby [4, s. 323]. Závěr diferenciálu je důležitý zejména pro vozidla určená do terénu. Závěr je nutné okamžitě po vyproštění vozidla vyřadit, jinak by se vozidlo chovalo jako bez diferenciálu a vlivem parazitních momentů by mohlo dojít k poškození nápravy [1, s. 289]. Pokud je závěr diferenciálu použit u mezinápravového diferenciálu, může stále docházet k prokluzu některého kola, protože každá náprava je ještě vybavena nápravovým diferenciálem [4, s. 323].

4.2.1 Mechanické řazení závěru

Nejjednodušším řešením může být mechanické řazení závěru, použitelné jak u nápravového, tak u mezinápravového diferenciálu. Krátkou řadicí pákou je mechanickým převodem přímo řazena zubová spojka po drážkovaném hřídeli. Jedná se o jediné konstrukční řešení, kdy řidič nejen určuje, kdy je závěr aktivní, ale také jej skutečně mechanicky řadí [4, s. 324].

4.2.2 Elektromechanické a elektropneumatické řazení závěru

V tomto případě řidič rozhodne o aktivaci závěru pomocí stisku ovládacího tlačítka či knoflíku, ale samostatné zařazení již není v moci řidiče. I zde je použita zubová spojka, ale její vidlička je ovládána pomocí elektromotorku nebo podtlakového ovladače [4, s. 324,325].

4.2.3 Samočinné ovládání závěru

Jedná se o poměrně výjimečně využívané řešení závěru. Při jízdě po vozovce s dobrou přilnavostí se diferenciál chová jako běžný otevřený, bez přídavného vnitřního tření. Jakmile dojde k prokluzu jednoho z kol, systém automaticky bez zásahu řidiče aktivuje závěr, a obě kola se otáčejí stejnými úhlovými rychlostmi. V terénu může být tento systém velice prospěšný, řidič nemusí vyhodnocovat, zda je řazení závěru vhodné, naopak po opuštění kluzkého povrchu jej nemusí vypínat. Ovšem pokud se závěr aktivuje například při jízdě na sněhu, může dojít k neočekávané změně jízdních vlastností. Proto tento systém není příliš rozšířen [4, s. 327].

4.3 Samočinně svorné diferenciály

Jak již bylo uvedeno dříve, svorné diferenciály jsou takové, jejichž vlastní účinnost je záměrně snížena. Ke snížení vlastní účinnosti neboli zvýšení svornosti se využívá různých technických řešení. Jednou z možností je doplnění otevřeného (např. kuželového) diferenciálu o další elementy, které zajišťují vyšší svornost celého mechanismu [4, s. 295]. Další možností je využití mechanismu, který již svým technickým řešením vykazuje dostatečnou svornost, například šnekový diferenciál nebo některý z diferenciálů bez ozubených kol [2, s. 26].

4.3.1 Kuželový diferenciál s přídavnými třecími členy

Ke zvýšení svornosti kuželového diferenciálu se tento mechanismus doplňuje různými třecími prvky, které se montují mezi skříň diferenciálu a hnací hřídele kol, nebo mezi skříň a jeden výstup k nápravě. Síla působící na třecí prvky může být buď konstantní, úměrná přenášenému momentu, popřípadě kombinací obou způsobů [1, 295].

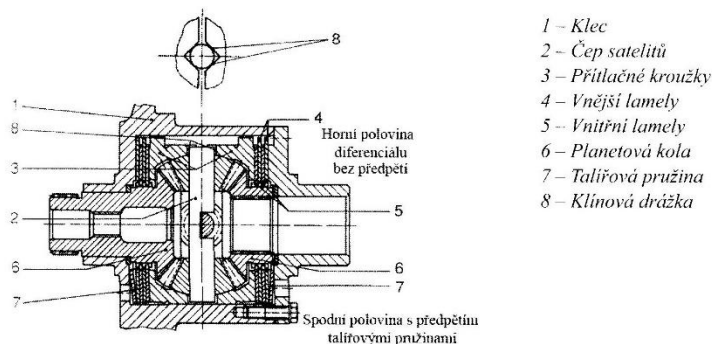
Příkladem může být například svorný diferenciál Borg Warner neboli systém Spin Resistant, který ke zvýšení tření využívá kuželových třecích spojek. Tyto spojky jsou

tvořeny prstenci třecích kuželů, které jsou spojeny s hnacími hřídeli kol drážkováním. Kuželové plochy prstenců dosedají na obrobenou klec diferenciálu. Tlak působící na třecí plochy je vyvoláván jednak působením vinutých pružin na planetová kola, a zároveň axiálními silami vznikajícími v záběru kuželových kol [2, s. 19].

Dalším zástupcem svorných kuželových diferenciálů s třecími elementy je mechanismus, který byl montován do vozidel Mercedes-Benz 190. Svornost tohoto diferenciálu byla zajištěna pomocí dvou vícelamelových spojek umístěných na obou stranách mezi planetové kolo a klec diferenciálu. Pokud bylo spínání spojek ovládáno pouze axiálními silami působícími z kuželového soukolí, byla svornost závislá výhradně na přenášeném momentu. Jestliže byly třecí spojky navíc doplněny o přítláčné talířové pružiny, bylo jimi vyvíjeno stálé předpětí, které zajišťovalo určitou hodnotu svornosti nezávislou na přenášeném momentu [2, s. 20].

Mezi svorné diferenciály využívající třecí spojky dále patří diferenciál Lok-O-Matic. Vlastní účinnost může být snižována opět pouze v závislosti na přenášeném momentu, nebo v součinnosti s přítláčenými pružinami. Lamelové spojky jsou symetricky umístěny na obou stranách výstupů diferenciálu. Točivý moment je ze skříně diferenciálu přenášen na kuželové satelity přes přítláčné kroužky, které se mohou vůči skříni axiálně posouvat díky drážkování po jejich obvodu. Mezi přítláčné kroužky je sevřen čep satelitů, který má klínové zakončení. Přenášením točivého momentu na tyto čepy dochází k odtlačování přítláčných kroužků směrem k lamelovým spojkám, které zvyšují svornost. Velikostí úhlu klínové drážky lze určit svornost diferenciálu, která může být jiná pro akceleraci a jiná pro brzdění motorem Obr. 7 [1, s. 296]. Zabudováním talířových pružin k lamelovým spojkám lze vyvolat stálý třecí moment, který zajišťuje stálé zvýšení svornosti. Tato výhoda se však negativně projeví při parkování nebo pomalé jízdě v zatáčkách, kde nedochází k prokluzu [2, s. 21].

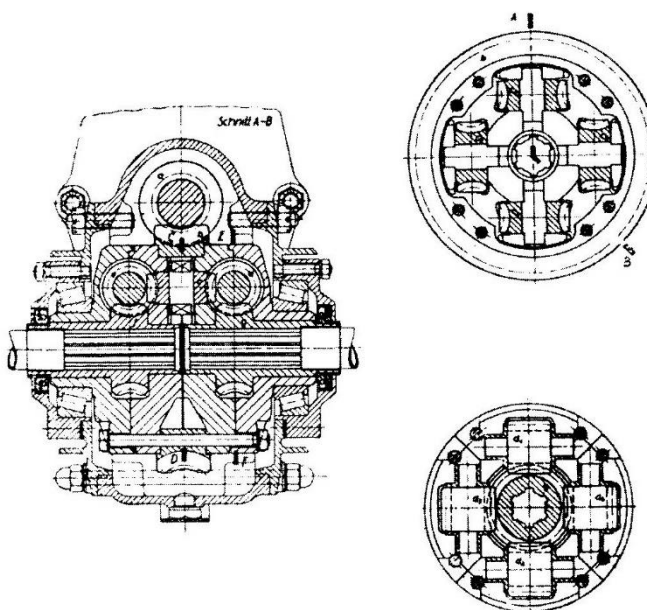
Obr. 7 Diferenciál Lok-o-matic [4, s.297]



4.3.2 Šnekové diferenciály

Šnekový diferenciál patří mezi symetrické diferenciály, což, jak již bylo vysvětleno, znamená, že převodový poměr mezi koly je roven -1. Na Obr. 8 je zobrazena rozvodovka nákladního vozidla, které využívá šnekové soukolí nejen jako součást diferenciálu, ale zároveň je použito pro stálý převod [4, s. 298].

Obr. 8 Šnekový diferenciál [4, s. 299]



Vysoká svornost šnekového diferenciálu je způsobena nízkou účinností záběru šnekového soukolí. Obecně, výhodou použití šnekového soukolí je možnost přenášení vysokého výkonu a dosažení vysokého převodového poměru v jednom stupni ($i = 10$ až 80). Zároveň tato soukolí mají oproti valivým spoustu nevýhod, mezi které patří dražší a náročnější výroba nebo kratší životnost způsobená větším třením. Použitím šnekového

soukolí jako součásti diferenciálu se z nevýhody velkého skluzu a tedy i velkého tření stane výhoda [4, s. 298].

Účinnost a únosnost záběru šnekového soukolí je závislá především na stoupání šneku a na druhu šnekového soukolí. Například jednochodý válcový šnek vykazuje ztráty třením až 30% energie. Oproti tomu globoidní soukolí má dvakrát až třikrát větší únosnost, přičemž jeho ztráty budou okolo 10% [4, s. 298].

Stejně jako u kuželového nebo čelního diferenciálu je u šnekového vstupním prvkem jeho klec. Klecí je unášeno 12 šnekových satelitů. Po obvodu jsou rozmístěna čtyři šneková kola, která na každé straně zabírají se čtyřmi globoidními šneky, a ta pohání šneková výstupní planetová kola. Účinnost šnekového diferenciálu je závislá na přenášeném točivém momentu [4, s. 298].

4.3.3 Diferenciály Torsen

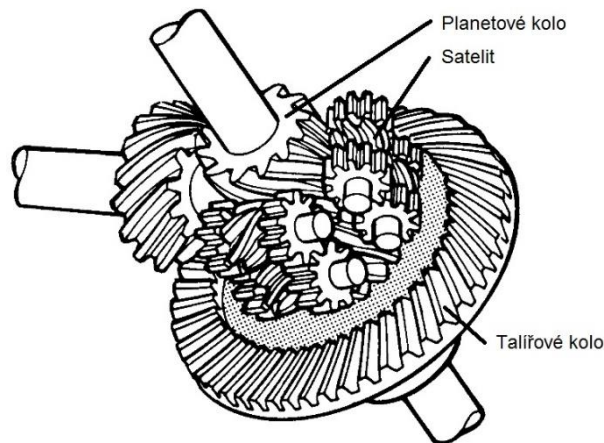
První a zároveň nejznámější konstrukční řešení tohoto diferenciálu vycházelo ze šnekového diferenciálu a dnes je označováno jako Torsen typu A, nebo Torsen typ 1. Název Torsen je akronymem anglických slov Torque Sensing, která vyjadřují závislost velikosti třecího momentu na velikosti vstupního momentu. Přestože se jedná o stále velmi používaný typ svorného diferenciálu v moderních vozidlech do terénu, jeho historie sahá až do roku 1958, kdy Vernon Gleasman patentoval typ 1. Od něj v roce 1982 patent koupila společnost Gleason corporation, která se zabývala konstrukcí a výrobou ozubených převodů. V dalším roce byl diferenciál Torsen montován do dnes již legendárního vojenského vozidla AM General HMMWV (High Multi-purposed Wheel Vehicle), a následně i do civilní verze vycházející z tohoto vozidla vyráběného pod názvem Hummer. Od roku 1986 byl diferenciál Torsen montován do tisíců osobních, terénních, SUV i vojenských vozidel spousty značek. V současné době je označení Torsen registrovanou značkou japonské skupiny JTekt [4, s. 299] [6].

4.3.3.1 Torsen typ A

Jedná se o nejstarší typ z diferenciálů Torsen, proto někdy také označovaný jako typ 1, jehož schéma lze vidět na Obr. 9. Klec diferenciálu je poháněna talířovým kolem stálého převodu, ke kterému je připojena. Uvnitř se na čepech ukotvených ke kleci otáčejí tři páry šnekových kol. Na obě čela všech šnekových kol jsou připevněna čelní ozubená kola, která

svými přímými zuby do sebe zabírají. Každý ze dvou šneků na svém obvodu zabírá se třemi šnekovými koly. Šneky jsou vnitřním drážkovaním připevněny k výstupním hřídelům. Axiálně jsou šneky zajištěny klecí a mohou se vzájemně opírat [4, s. 300].

Obr. 9 Diferenciál Torsen typ A [7]



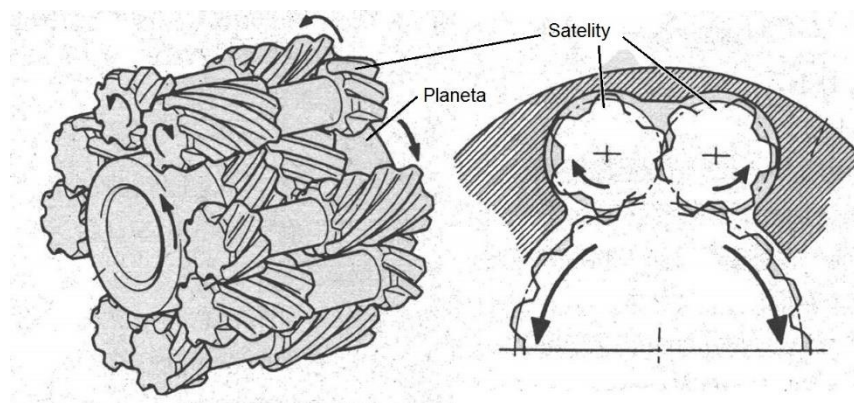
Při přímé jízdě po vozovce s dobrou přilnavostí nedochází k rozdílům v otáčkách výstupních hřídelů a diferenciál se otáčí jako jeden celek [4, s. 300]. Pokud vozidlo projíždí zatáčkou, vzniká mezi výstupními hřídelemi relativní protisměrný pohyb. Jak již bylo uvedeno, šnekové soukolí vykazuje relativně vysoké ztráty a společně se ztrátami v čelním soukolí vytváří svorný účinek diferenciálu. Posledním zdrojem ztrát, který má vliv na vlastní účinnost, je tření čel šneků o klec diferenciálu. Svornost diferenciálu lze změnou tvaru ozubení dle požadavků výrobce automobilu nastavit v rozmezí od 20% do 60%. Hodnota vlastní účinnosti se během života vozidla nemění. Díky závislosti velikosti třecího momentu na přenášeném momentu je efekt svorného diferenciálu přerušen, jestliže dojde k odlehčení, tj. sundáme nohu z plynu. Díky tomu lze vozidla s diferenciály Torsen dobře doplňovat různými protiblokovacími brzdnými systémy [4, s. 300]. Torsen typu A lze úspěšně aplikovat jako diferenciál nápravový i mezinápravový. V současnosti je využíván především jako nápravový diferenciál sportovních vozidel nebo mezinápravový u velmi výkonných vozidel [6].

4.3.3.2 Torsen typ B

Druhý typ diferenciálu Torsen nazývaný buď typ 2, nebo typ B, je opět symetrický diferenciál, který je určitým způsobem obdobou typu A, a zjednodušeně lze říci, že se jedná o stejnou architekturu. Hlavní změnou je nahrazení všech šnekových soukolí čelními

koly se šikmými zuby. Jedná se o speciální patentované ozubení s názvem Equvex™ [4, s. 301].

Obr. 10 Torsen typ B [8]



Vstupním členem je klec diferenciálu, kam jsou vloženy dvojice satelitů, které jsou spolu v záběru. Uložení satelitů do klece, oproti jiným diferenciálům, není pomocí čepů, ale satelity jsou v podstatě volně umístěny do speciálních výřezů v kleci diferenciálu (Obr. 10). Každý z dvojice satelitů je v záběru s jedním planetovým kolem a zároveň jsou v záběru mezi sebou. Podle požadovaných parametrů je po obvodu klece rovnoměrně umístěno několik dvojic satelitů. Použití čelních kol se šikmými zuby způsobuje vznik axiálních sil, které jsou pomocí třecích kroužků využívány ke zvýšení svornosti. V diferenciálu Torsen typu B dochází ke zvýšenému tření především na čtyřech plochách:

- a) v místech dotyku čel planetových kol a klece diferenciálu
- b) v místech dotyku čel satelitů a klece diferenciálu
- c) v místech dotyku satelitů a kruhových výřezů v kleci diferenciálu
- d) v záběru šikmého čelního ozubení

Jako u předchozího typu lze svornost při výrobě nastavit, a to na hodnoty od 16% do 50%. Svornost diferenciálu lze při návrhu upravit úhlem šroubovice ozubení, počtem dvojic satelitů, případně přídatnými třecími elementy [4, s. 301].

Torsen typu B dělí točivý moment při jízdě rovně rovnoměrně mezi oba výstupní hřídele. To ho předurčuje k použití jako nápravový i mezinápravový diferenciál. V současné době je tento typ diferenciálu Torsen využíván zejména jako přední diferenciál

u lehkých terénních vozidel, zadní diferenciál sportovních a luxusních vozidel, nebo mezinápravový diferenciál velmi výkonných vozidel [6].

4.3.3.3 Torsen typ C

Svorný diferenciál Torsen typu C, nazývaný také typ 3, je oproti předchozím dvěma typům nesymetrický planetový diferenciál, jinak také planetový dělič momentu. Konstrukce je řešena jako základní uspořádání planetového soukolí, které zahrnuje planetové kolo, satelity, korunové kolo a unašeč. U běžného planetového soukolí je vyžadováno minimální tření, proto jsou satelity uloženy na čepech unašeče v ložiscích. Hlavním zdrojem snížení vlastní účinnosti u tohoto diferenciálu spočívá v odstranění čepů unašeče. Satelity jsou tedy ve svých polohách drženy kruhovými výřezy v rameni unašeče. Odstraněním čepů dochází ke vzniku tření mezi plochami na obvodu satelitů (hlavové kružnici) a kruhovými výřezy ramene unašeče. Dále je svornost diferenciálu zvyšována záběrem šikmých zubů. Použití šikmých zubů navíc způsobuje vznik axiálních sil, které přitlačují planetová kola na třecí kroužky. Svornost lze opět na přání zákazníka vyladit počtem satelitů, geometrií zubů a třecími kroužky [4, s. 303].

Diferenciál Torsen Typu C nachází díky nesymetrickému dělení točivého momentu uplatnění jako mezinápravový diferenciál. V současné době je tento typ diferenciálu montován především do vozidel kategorie SUV, tj. sportovně užitkových vozidel, a také do hybridních vozidel s pohonem všech čtyř kol [6].

Nejmladším zástupcem diferenciálů Torsen je typ označovaný Twin Diff. Jedná se v podstatě o doplnění diferenciálu typu C o kuželový diferenciál. Touto kombinací vznikne kompaktní mechanismus, který zároveň plní funkci mezinápravového děliče momentu i nápravového diferenciálu. Diferenciál Torsen Twin Diff je určen pro vozidla s motorem vpředu a stálým pohonem všech kol [6].

4.3.4 Čelní svorné diferenciály

Mezi čelní svorné diferenciály samozřejmě patří i diferenciál Torsen typu B. Všechny konkurenční diferenciály z této kategorie se funkčně prakticky neliší od diferenciálu Torsen, protože se jedná o mechanismy složené z čelních soukolí se šikmými zuby, u kterých je vlastní účinnost snižována vnitřním třením [4, s. 305].

Příkladem může být svorný diferenciál od firmy Quaife, který využívá čelní kola s evolventním ozubením. Uložení satelitů je obdobné jako u diferenciálu Torsen, tedy bez použití čepů. Rozdílem je použití prstence vloženého mezi výstupní kola, který je zdrojem dalšího tření [4, s. 305].

Čelní svorný diferenciál vyvinula také společnost GKN a nese název Powr-Trak. Tento systém je osazen čelními koly s evolventním ozubením. Dvojice satelitů nejsou po obvodu rozmístěny pravidelně, ale jsou uloženy ve vybráních ve tvaru čtyřlístku. Každý z dvojice satelitů zabírá s jedním planetovým kolem a zároveň s druhým z této dvojice. Mezi planetová kola je vložen distanční váleček a speciální podložky, které jsou pochopitelně přídatným zdrojem tření [4, s. 305-307].

4.3.5 Diferenciály bez ozubených kol

Přestože je přenos točivého momentu ve vozidlech zajišťován především ozubenými koly, existují i svorné diferenciály, které se obejdou zcela bez nich. V těchto mechanismech jsou planetová kola nahrazena speciálními kotouči opatřenými vačkovitými výstupky, mezi které nejsou vloženy satelity, ale různé prvky zajišťující zvýšené tření. Konstruktivní řešení těchto mechanismů lze rozdělit do tří skupin, a to na diferenciály kolíčkové, vačkové a vačkové s posuvnými kameny. Svorné diferenciály bez ozubených kol se vyznačují svou jednoduchostí, jejich častějšímu využívání ale brání obecně větší hlučnost. Proto je lze v automobilech nalézt jen výjimečně, využívají se především u čtyřkolých motorek tzv. Quadů [2, s. 25-26].

4.3.5.1 Kolíčkový diferenciál

Kolíčkový diferenciál může být konstruován s radiálně nebo axiálně uloženými kolíčky. Vstupním členem je u obou konstrukcí klec unášející posuvné kolíčky, které zabírají s oblými vačkovitými profily výstupních kol. Počet výběžků na jednotlivých výstupních kolech musí být rozdílný, jinak by mohlo dojít k situaci, kdy by kolíčky prokluzovaly přes hřeben vačkovitých profilů a nedocházelo by k přenosu síly na výstupní kola. Počet výběžků na jednotlivých výstupních kolech je téměř stejný, například může být v poměru 11 a 13. Poměr výběžků nám udává převodový poměr při zastavené kleci a samozřejmě nemůže být roven -1, což znamená, že tento diferenciál nemůže být symetrický. Přestože se jedná o nesymetrický diferenciál, je převodový poměr téměř roven -1, a proto je tento diferenciál používán i jako nápravový. Svornost je zajištěna třením

v dotyku kolíčků a výstupních kol a zároveň třením při posuvu kolíčků v kleci diferenciálu [4, s. 308].

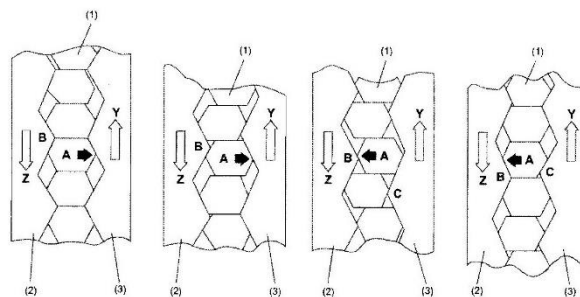
4.3.5.2 Vačkový diferenciál

Mechanismus vačkového diferenciálu se skládá ze dvou výstupních kol opatřených opět pravidelně rozmístěnými výstupky. Jejich počet n je u obou kol stejný. Mezi tato kola je vložen prstenec, který je otáčen klecí diferenciálu. Prstenec se může axiálně posouvat a má po obou stranách výstupky, jejichž počet je z jedné strany o jeden větší než u výstupního kola ($n+1$) a z druhé strany o jeden nižší ($n-1$). Zdrojem tření je vzájemný posun mezi výstupky prstence a výstupních kol a zároveň axiální posun vnitřního prstence [4, s. 310].

4.3.5.3 Vačkový diferenciál s posuvnými kameny

Planetová kola jsou stejně jako u dvou předcházejících typů nahrazeny výstupními koly, která jsou na boku vačkovitě tvarovaná. Přenos točivého momentu zajišťují axiálně posuvné kameny, které jsou mezi tato kola vloženy a unášeny klecí diferenciálu. Pohyb šestibokých kamenů umožňující vzájemné otáčení výstupních hřídelů je patrné z Obr. 11 [4, s. 310].

Obr. 11 Vačkový diferenciál s posuvnými kameny [4, s. 310]



1 – Kluzné kameny, 2 – Levý vačkový kotouč, 3 – Pravý vačkový kotouč

Tento typ diferenciálu je poměrně často využíván v již zmiňovaných Quadech, ale existují i aplikace v automobilech, například u vozidla Suzuki Vitara, kam je montován jako mezinápravový diferenciál. Automobilka Subaru používá vačkový diferenciál s posuvnými kameny vyvinutý a dodávaný společností Eaton ve funkci nápravového diferenciálu na přední nápravě [2, s. 25].

4.3.6 Diferenciály s kapalinovým ovládním svornosti

U všech předchozích typů svorných diferenciálů byla svornost zvyšována mechanickým třením vnitřních členů. Diferenciály s kapalinovým ovládním svornosti kromě mechanických ztrát využívají kapalinové tření. S předchozími typy svorných diferenciálů je shodná jejich samočinná změna charakteristiky, tj. bez vnějšího zdroje energie. Proměnná svornost těchto diferenciálů závisí na rozdílu úhlových rychlostí hnacích hřídelů a není závislá na velikosti přenášeného momentu [4, s. 312].

4.3.6.1 Diferenciály s viskózní spojkou

Viskózní spojka je uzavřená válcová skříň, do které jsou zabudovány ocelové lamely. Lamely se dělí na vnitřní a vnější. Vnější jsou pevně spojeny drážkováním se skříní, která je unášena se vstupním hřídelem. Vnitřní lamely jsou s výstupním hřídelem spojeny prostřednictvím drážkovaného hřídele. Lamely se vyrábí z ocelového plechu o tloušťce 0,6-0,9 mm a jsou opatřeny děrováním nebo drážkováním. Distančními kroužky je mezera mezi lamelami vymezena přibližně na 0,35 mm. Skříň spojky se podle požadované charakteristiky plní ze 70 až 90% viskózně stabilním silikonovým olejem. Viskózní spojka, jak již název napovídá, využívá vnitřního tření v kapalinách charakterizovaného jako viskozita. K přenosu točivého momentu dochází stříhem silikonového oleje mezi vnějšími a vnitřními lamelami, které se otáčejí rozdílnou úhlovou rychlostí. Silikonový olej je vyrovnáváním otáček vystavován vysokým teplotám. S rostoucí teplotou klesá viskozita oleje, tedy i schopnost přenášet točivý moment. Rozdíl je částečně kompenzován větším plněním skříně způsobeným teplotní roztažností oleje [4, s.81, 82].

Diferenciál s viskózní spojkou je uzavřený systém složený z diferenciálu, jehož účinnost se blíží k 1, a viskózní spojky. Viskózní spojku lze kombinovat se symetrickým kuželovým i nesymetrickým planetovým diferenciálem. Pokud je viskózní spojka použita s mezinápravovým kuželovým diferenciálem, při přímé jízdě se viskózní spojka nezapojí a přenos točivého momentu je stejný jako v běžném kuželovém diferenciálu. Pokud dojde k prokluzu jedné z náprav, viskózní spojka zvýší odpor proti relativnímu otáčení výstupních hřídelů a větší díl točivého momentu je přenášen na nápravu bez prokluzu [2, s. 28].

Další možností je použití viskózní spojky a nesymetrického planetového diferenciálu. V tomto případě se jedná o nesymetrický mezinápravový diferenciál, u kterého je vstupem korunové kolo a výstupy jsou unašeč a planetové kolo. Vnější lamely viskózní spojky jsou rotačně uloženy v mezikusu, jenž je spojen s unašečem planetového soukolí. Vnitřní lamely jsou drážkováním spojeny s mezikusem, na kterém je nasazeno planetové kolo. Jestliže je jedna z náprav na kluzkém povrchu a dojde k prokluzu, vznikne rozdíl v otáčkách na výstupních hřídelích, tedy i mezi unašečem a planetovým kolem. Tyto dva členy zároveň unášejí vnější a vnitřní paket lamel viskózní spojky, které se mezi sebou vzájemně otáčejí. Střihem kapaliny mezi lamelami viskózní spojky vzniká odpor proti tomuto otáčení, který způsobuje zvýšení svornosti. Odpor proti otáčení se zvyšuje se zvyšujícím rozdílem otáček. Výhodou těchto diferenciálů je plynulý nárůst svornosti, který může dosáhnout téměř 100% [4, s. 313].

4.3.6.2 Diferenciály s hydrostatickým ovládním svornosti

Svornost těchto diferenciálů je zvyšována tím, že ozubení diferenciálu zároveň plní funkci čerpadla generujícího moment na ozubených kolech, který působí proti jejich pohybu. Běžně se využívají jako mezinápravové, ale je možná i jejich úprava na nápravové diferenciály [4, s. 314].

Jako základ diferenciálu je užito planetové soukolí, které se skládá z planetového kola, satelitů, unašeče a korunového kola. Proti běžné konstrukci planetového převodu je unašeč navržen jako skříň čerpadla, satelity jsou jím doslova uzavřeny [4, s. 314].

Vstupem je unašeč, výstupními členy jsou planetové kolo a koruna. Tím vzniká planetové soukolí zároveň pracující jako zubová čerpadla, a to záběrem satelitů s planetovým kolem. Jestliže otáčky výstupních hřídelů nejsou totožné, dochází k otáčení koruny vůči planetovému kolu a otáčející se satelity vedou olej k záběru s planetovým kolem. V místě záběru se zvyšuje tlak, který vyvolává síly působící proti směru otáčení [2, s. 29].

4.3.6.3 Diferenciály s lamelovou spojkou a čerpadlem

Visco-Lok

Výsledkem spolupráce automobilky BMW se společností GNK Viscodrive GmbH je diferenciál Visco-Lok, nahrazující ve sportovních verzích vozidel BMW běžný svorný

diferenciál zadní nápravy. Oproti dříve používaným typům se diferenciál Visco-Lok vyznačuje proměnnou svorností. Kuželový diferenciál je na jedné straně doplněn o vícelamelovou spojku a čerpadlo ovládající přítláčnou sílu lamelové spojky. Přítláčná síla je závislá na rozdílu úhlových rychlostí výstupních hřídelů. Čím větší rozdíl rychlostí hřídelů, tím větší otáčky čerpadla, tím větší přítláčná síla působící na spojku, a s tím rostoucí svornost diferenciálu. Konstrukteři v BMW doplnili spojku talířovou pružinou, která zajišťuje bez ohledu na jízdní podmínky nenulovou svornost. BMW není jedinou značkou využívající diferenciály Visco-Lok. Tyto diferenciály jsou vhodné k aplikaci jako přední i zadní nápravové diferenciály [4, s. 316] [9].

4.3.7 Diferenciály s vnějším ovládním svornosti

Ve všech doposud uváděných svorných diferenciálech byla svornost závislá na přenášeném momentu nebo, v případě hydrostatických diferenciálů a diferenciálů s viskózní spojkou, na rozdílu otáček výstupních hřídelů. Svornost diferenciálů s vnějším ovládním není na žádném z těchto parametrů závislá. Její hodnota je řízena elektronickými řídicími systémy na základě dynamiky jízdy vozidla a funkce ostatních elektronických systémů. [2, s. 31]

4.3.7.1 Mercedes-Benz ASD

Označení ASD je zkratka z německých slov Automatisches Sperrdifferential a označuje diferenciál s ovládním svornosti bez zásahu řidiče. Vývoj tohoto diferenciálu určeného pro první generaci vozidel s pohonem všech kol s označením 4Matic byl ovlivněn třemi požadavky, a to aby systém:

- a) neobtěžoval řidiče
- b) neovlivňoval rozložení brzdných sil ve vozidle
- c) neovlivňoval při brzdění příčnou dynamiku vozidla

První požadavek vylučoval použití otevřeného diferenciálu doplněného závěrem. Všechny dříve popisované svorné diferenciály zase nesplňovali další dva požadavky. Výsledkem vývoje byl diferenciál ASD s hydraulicky ovládanou svorností [2, s. 31].

Základní prvky diferenciálu se velmi podobají diferenciálu Lok-o-matic, pouze lamelové spojky jsou z vnější strany navíc doplněny o hydraulické ovládní. Až 35%

svorného účinku je ovlivněno axiálními silami vznikajícími přenášením točivého momentu, o zbytek svornosti až do 100% se postará elektronikou řízený hydraulický systém. Diferenciál ASD je schopen pracovat jako se závěrem diferenciálu během pouhých 200 ms, při rychlostech nad 35 km/h je hydraulický systém vyřazen z činnosti, stejně jako při sešlápnutí brzdového pedálu [4, s. 318].

4.3.7.2 ZF

Německá firma ZF k řízení svornosti svého diferenciálu použila vačkový mechanismus ovládaný elektromechanickým systémem. Základem je opět kuželový diferenciál s vysokou vlastní účinností, která je snižována lamelovou spojkou umístěnou mezi jedno z planetových kol a skříň diferenciálu. Ovládání lamelové spojky je vidět na Obr.12 [4, s. 341].

Obr. 12 Ovládání lamelové spojky diferenciálu ZF [4, s. 321]



Elektromotor natáčí vstupní kotouč vačkového mechanismu, a tím přes kuličky umístěné ve speciálních drážkách odtlačuje druhý axiálně posuvný vačkový kotouč [2, s. 32].

4.3.7.3 Diferenciály s čerpadlem s vnitřním ozubením a řízením tlaku

Hned několik společností se vydalo stejnou cestou při vývoji diferenciálu s řízením svornosti. Jako základ jim posloužil kuželový diferenciál doplněný o lamelovou spojkou ovládanou čerpadlem s vnitřním ozubením. Nevýhodou této konstrukce je, že při rychlé jízdě může dojít k příliš rychlému zablokování diferenciálu při prokluzu některého z kol a vozidlo se tak začne chovat jinak, než by řidič předpokládal. Společnost Eaton proto systém EGerodisk doplnila o tlakový regulační ventil, který dokáže snížit tlak, a tím i svornost. Obdobný systém využívá i společnost Dana, která svůj produkt pojmenovala e-Diff [4, s.322].

5 Inteligentní diferenciály

Každý diferenciál musí plnit dva základní požadavky. Prvním je možnost rozdílných otáček levého a pravého kola, respektive přední a zadní nápravy, a druhým je dělení točivého momentu mezi kola. Vůz zatáčí díky natočení předních kol ve směru jízdy. Při průjezdu zatáčky na vozidlo působí kromě momentu setrvačnosti ještě odstředivá síla, případně boční síla větru. Odstředivá síla, případně boční síla větru, působí proti pohybu vozidla do zatáčky a způsobuje odvalování pneumatik ze zatáčky. Vůz tedy nesleduje směr, ve kterém jsou natočena kola. Vnější kolo by bylo schopné přenést větší díl hnací síly, a pokud by ji skutečně přeneslo, vyvolalo by to vznik přídavného momentu kolem těžiště vozidla, který by pomohl vozidlo natáčet do směru natočení kol řídicí nápravy. Tím by bylo možné dosáhnout neutrálního chování vozidla v zatáčce, byl by potlačen sklon k nedotáčivosti nebo přetáčivosti [2, s. 36].

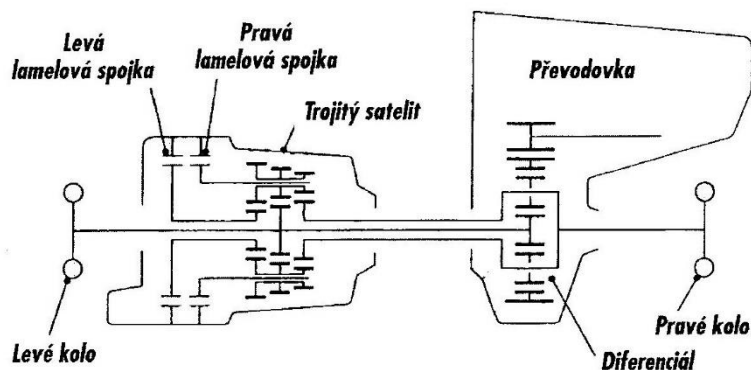
V této kapitole budou uvedena konstrukční řešení, která slouží k aktivnímu dělení točivého momentu, tzv. inteligentní diferenciály. Zároveň obsahují diferenciální soukolí, které není nahrazeno jiným mechanismem, který by pouze popouštěl točivý moment k jednotlivým kolům [4, s. 36].

5.1 ATTS Honda

Prvním vozidlem vybaveným inteligentním diferenciálem byl vůz Honda, a to již v roce 1991, kdy byl použit jako mezinápravový diferenciál. Systém automobilka nazývá ATTS, neboli Active Torque Transfer System. V Evropě byl systém poprvé představen v rámci prezentace páté generace Hondy Prelude ve variantě pohonu čistě jedné nápravy. Toto konstrukční řešení poslouží k vysvětlení funkce [10].

Hlavními prvky aktivního systému dělení hnacího momentu mezi kola jedné nápravy jsou planetová soukolí s trojitým satelitem a dvě lamelové spojky. Výstupní hřídel převodovky pohání planetový nápravový diferenciál. Výstup diferenciálu je veden na hnací kola a na jednotku ATTS. Planeta diferenciálu je přímo spojena s levým kolem nápravy a unašeč s pravým kolem nápravy (Obr. 13) [2, s. 36].

Obr. 13 Schéma mechanismu ATTS [4, s. 335]



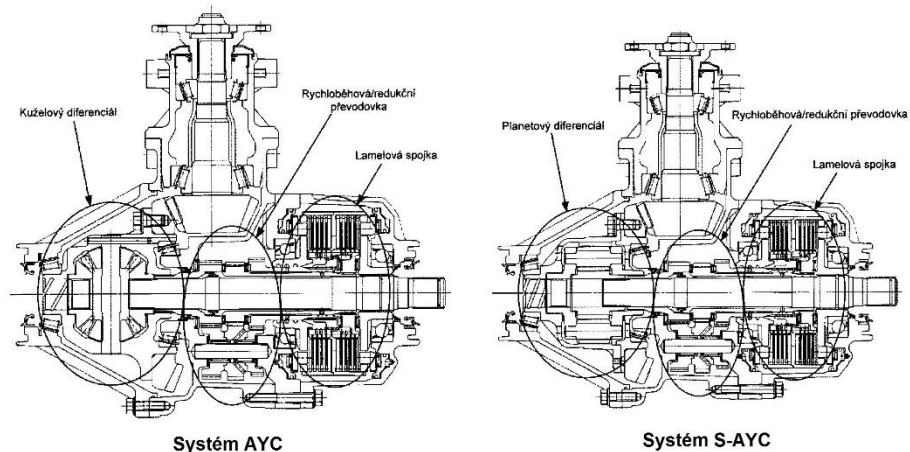
Při jízdě v přímém směru je točivý moment v diferenciálu rovnoměrně rozdělen, žádná ze spojek není sepnuta, systém ATTS není aktivován. Pokud vozidlo projíždí zatáčkou, řídicí jednotka systému začne spínat příslušnou lamelovou spojku a část točivého momentu z vnitřního kola je přenášena na kolo vnější [4, s. 334].

Ovládání celého systému vyžaduje použití moderní řídicí jednotky, která zpracovává velké množství dat. K řízení systém potřebuje znát údaje o natočení volantu, bočním zrychlení, rychlosti vozidla, otáček motoru, otevření škrtkové klapky a úhlové rychlosti otáčení kol [5, s. 249].

5.2 Mitsubishi

Další automobilkou, která využívá inteligentní diferenciály, je společnost Mitsubishi. Poprvé jej zabudovala do vozu Lancer Evolution IV v roce 1996 pod názvem AYC (Active Yaw Control). Dalším vývojovým stupněm je systém S-AYC (Super Active Yaw Control), představený v roce 2003. Oba systémy jsou si velice podobné a jejich řezy jsou na Obr. 14. Hlavní změnou je nahrazení kuželového diferenciálu za planetový a změna odstupňování rychloběhové/redukční převodovky [4, s. 335].

Obr. 14 Řez nápravy se systémem AYC a S-AYC [4, s. 336, 337]



Přenos točivého momentu je vždy veden přes talířové kolo na klec diferenciálu. Dále je točivý moment diferenciálem dělen na jednotlivá kola, v případě systému AYC kuželovým, u systému S-AYC diferenciálem planetovým, v obou případech symetrickým. Za nápravovým diferenciálem je použita planetová převodovka řazená dvojicí lamelových spojek. Podle toho, která spojka je sepnuta, pracuje převodovka jako rychloběh nebo jako redukce. Samotná planetová převodovka je složena z trojitého satelitu, pevně uloženého unašeče a tří planetových kol. Pohon vstupního planetového kola je u systému AYC veden z klece kuželového diferenciálu, u systému S-AYC je veden z unašeče nápravového diferenciálu. Zbylá dvě planetová kola jsou ovládána lamelovými spojkami. Vnější paket lamel je spojen drážkováním s hnacím hřídelem pravého kola [2, s. 39].

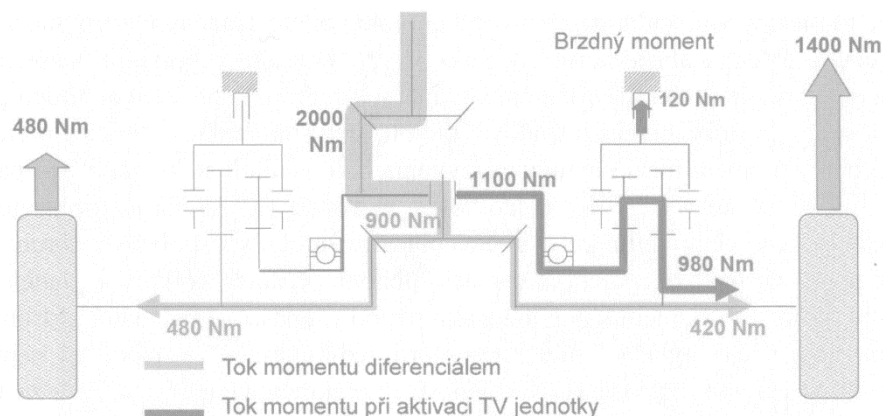
5.3 ZF Friedrichshafen

Základem inteligentního diferenciálu od Německé společnosti ZF Friedrichshafen představeného v roce 2007, je kuželový diferenciál. Po obou stranách je diferenciál doplněn planetovými převody, které zajišťují rozdíl točivých momentů na kolech. Obě planetová soukolí jsou složena z dvojitého satelitu a dvou planetových kol. Jedno planetové kolo je spojeno s klecí kuželového diferenciálu, druhé je součástí hnacího hřídele. Unašeče satelitů jsou brzděny vícelamelovými spojkami (Obr. 15) [4, s. 339, 340].

Při přímé jízdě jsou obě brzdy rozpojeny, kuželový diferenciál i planetová soukolí se otáčejí jako jeden celek. Pokud řídicí jednotka rozhodne, že je třeba nerovnoměrného dělení momentu, sepne brzdu na straně, kde je třeba větší moment. Dělení točivého momentu

kuželovým diferenciálem a vedení jeho přírůstku planetovým soukolím je vyznačen na Obr. 15 [4, s. 341].

Obr. 15 Tok točivého momentu diferenciálem ZF v zatáčce [4, s. 341]



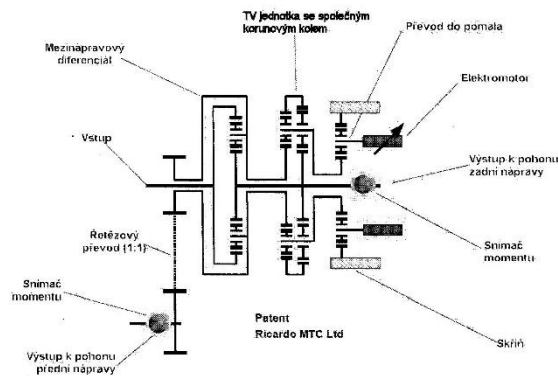
Brzdy unašečů jsou ovládány elektromechanicky, asynchronní motor přes vačkový mechanismus s kuličkou spíná brzdy. Výhodou je velmi krátká reakční doba, nárůst z nulového momentu až na 1000 N. m na jednom planetovém soukolí je dosažitelný již za 80 ms [4, s. 340].

5.4 Ricardo

Britští inženýři vyvinuli vlastní jednotku s proměnným poměrem dělení přiváděného momentu mezi nápravami i mezi koly jedné nápravy. První funkční prototyp byl představen již v roce 2004 [2, s. 45].

Celý mechanismus je zkonstruován z planetových soukolí pro použití jako nápravový i mezinápravový diferenciál. Na Obr.16 je schéma mezinápravového diferenciálu, kde základní dělení momentu je mezi přední a zadní nápravu v poměru 40:60 a je řešeno jednoduchým planetovým soukolím [2, s. 45].

Obr. 16 Schéma inteligentního diferenciálu Ricardo [2, s. 45]



Vstupem celého mechanismu je korunové kolo, výstupem k přední nápravě je unašeč, planetové kolo je spojeno s hřídelem vedoucím k zadní nápravě. Mezi hřídele náprav je vloženo další planetové soukolí, které slouží k optimálnímu přerozdělení točivého momentu a je řešeno jako planetové soukolí se dvěma planetami a jedním společným korunovým kolem. Jedno planetové kolo je spojeno s hřídelem přední nápravy, druhá planeta je spojena s hřídelem zadní nápravy. Unašeč je přes redukční převod ovládán elektromotorem [2, s. 342, 343].

6 Závěr

V práci jsem se pokusil shrnout všechny dostupné informace o diferenciálech. Závěrem bych chtěl zhodnotit jednotlivá konstrukční řešení a jejich výhody a nevýhody.

Díky své jednoduché konstrukci, a tedy i nejnižším nárokům na výrobu, stále zůstává nejpoužívanějším typem diferenciálu otevřený kuželový diferenciál. Své uplatnění nalézá především v levnějších vozech nižších tříd určených výhradně pro silniční provoz.

Dražší, luxusnější, případně sportovně laděná vozidla jsou většinou vybavována některým typem svorného diferenciálu, který v případě zhoršených adhezních podmínek umožňuje přenášet větší výkon.

Zvláštní skupinu tvoří vozidla určená do terénu. Tato vozidla jsou vždy vybavena buď některým ze svorných diferenciálů, nebo velmi často diferenciálem se závěrem. Nevýhodou je, že ovládání závěru diferenciálu většinou vyžaduje pozornost řidiče.

Budoucnost lze spatřovat v elektronicky řízených systémech umožňující ideální dělení točivého momentu, též nazývaných inteligentní diferenciály. Obrovskou výhodou těchto systémů je korekce přetáčivosti či nedotáčivosti vozidla a tím i zvýšení aktivní bezpečnosti. Širšímu uplatnění inteligentních diferenciálů brání ekonomické hledisko, protože se jedná o mechanismy náročné na výrobu a elektronické řídicí systémy.

Použité zdroje

- 1) VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2006. 371 s. ISBN 80-239-6463-1.
- 2) TŮMOVÁ, Gabriela. *Převodná ústrojí motorových vozidel*. 1. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2011. 56 s. ISBN 978-80-01-04855-9.
- 3) VLK, František. *Koncepce motorových vozidel: koncepce vozidel, alternativní pohony, komfortní systémy, řízení dynamiky, informační systémy*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5276-0.
- 4) TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009. 384 s. ISBN 978-80-7300-236-7.
- 5) JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Aleš VÉMOLA. *Automobily*. Brno: CERM, 2003. 272 s. ISBN 80-7204-262-9.
- 6) Torsen LSD (Limited Slip Differential). *JTEKT Corporation* [online]. Osaka, ©2006-2016 [cit. 2016-03-20]. Dostupné z: <https://www.jtekt.co.jp/e/products/lsd.html>
- 7) SHELKE, Ashish. Differential. *Share and Discover Knowledge on LinkedIn SlideShare* [online]. 2014 [cit. 2016-03-11]. Dostupné z: <http://www.slideshare.net/ashishvshelke/differential-29871105>
- 8) Differentials, Tailshafts, and Brakes. *Bill Sherwood's Differential Page* [online]. Austrálie [cit. 2016-03-18]. Dostupné z: <http://www.billzilla.org/diffs.htm>
- 9) GKN Driveline: Visco Lok LSD. *Visco Lok LSD - GKN Driveline* [online]. Redditch, Velká Británie, [2016] [cit. 2016-03-31]. Dostupné z: <http://www.gkn.com/driveline/our-solutions/trans-axle-solutions/limited-slip-and-locking-differentials/Pages/visco-lok-lsd.aspx>
- 10) *AUTO.CZ* [online]. Praha: CZECH NEWS CENTER, 2016 [cit. 2016-03-31]. ISSN 1213-8991. Dostupné z: <http://www.auto.cz/samosvorne-diferencialy-do-hry-vstupuje-elektronika-2-cast-92939>

Seznam obrázků

Obr. 1 Kuželový diferenciál [2, s. 6]	3
Obr. 2 Čelní diferenciál [3, s. 244]	4
Obr. 3 – Otáčení kol diferenciálu [7]	7
Obr. 4 Kinematika nápravy s diferenciálem [2, s. 8]	9
Obr. 5 Síly působící na symetrický diferenciál při průjezdu zatáčkou [2, s. 15]	17
Obr. 6 Závislost přenositelné síly na adhezních podmínkách [2, s. 16]	20
Obr. 7 Diferenciál Lok-o-matic [4, s.297]	24
Obr. 8 Šnekový diferenciál [4, s. 299]	24
Obr. 9 Diferenciál Torsen typ A [7]	26
Obr. 10 Torsen typ B [8]	27
Obr. 11 Vačkový diferenciál s posuvnými kameny [4, s. 310]	30
Obr. 12 Ovládání lamelové spojky diferenciálu ZF [4, s. 321]	34
Obr. 13 Schéma mechanismu ATTS [4, s. 335]	36
Obr. 14 Řez nápravy se systémem AYC a S-AYC [4, s. 336, 337]	37
Obr. 15 Tok točivého momentu diferenciálem ZF v zatáčce [4, s. 341]	38
Obr. 16 Schéma inteligentního diferenciálu Ricardo [2, s. 45]	39