



PŘEVODOVKA OSOBNÍHO AUTOMOBILU SE SAMOSVORNÝM DIFERENCIÁLEM

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Jakub Šmíd**
Vedoucí práce: Ing. Robert Voženílek, Ph.D.





GEARBOX OF PERSONAL VEHICLE WITH SELF-LOCKING DIFFERENTIAL

Diploma thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Systems
Author: **Bc. Jakub Šmíd**
Supervisor: Ing. Robert Voženílek, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jakub Šmíd**
Osobní číslo: **S13000475**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **Převodovka osobního automobilu se samosvorným
diferenciálem**
Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Popište současné koncepce samosvorných diferenciálů používaných ve vozidlech.
2. Proveďte konstrukční návrh samosvorného diferenciálu pro vybranou převodovku osobního automobilu.
3. Navržené řešení pevnostně ověřte.
4. Cílem diplomové práce je využití výsledků na Katedře vozidel a motorů (TUL).

Rozsah grafických prací: Výkresová dokumentace

Rozsah pracovní zprávy: 50 stran + CD

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

[1] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2006. ISBN 80-239-6463-1.

[2] NAUNHEIMER, H., B. BERTSCHE, J. RYBORZ, a W. NOVAK. *Automotive Transmissions*. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011. ISBN 978-3-642-16213-8.

[3] ACHTENOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. Praha: BEN - technická literatura, 2009. ISBN 978-80-7300-236-7.

[4] Běžně dostupné materiály - odborné časopisy, konference, internet.

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.


Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: 6. března 2015

Termín odevzdání diplomové práce: 6. června 2016


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 6. března 2015

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Anotace

Předložená diplomová práce popisuje současný stav samosvorných diferenciálů používaných v osobních automobilech. Pozornost je věnována především elektronicky řízeným diferenciálům.

Konstrukční část diplomové práce je zaměřena na návrh samosvorného diferenciálu pro převodovku MQ200. Pro konstrukční návrh byla provedena pevnostní analýza klece diferenciálu. Výsledky diplomové práce budou využity při výuce studentů na Katedře vozidel a motorů.

Klíčová slova: diferenciál, samosvorný diferenciál, převodovka, spojka

Annotation

The presented final thesis describes the current situation of self-locking differentials, that are used in personal vehicles. The main focus is given primarily to the electronically controlled differentials.

The construction part of this thesis is focused on design of self-locking differential for MQ200 gearbox. The construction part of presented final thesis also include stress analysis of the differential case. Results of this final thesis will be used in the educational process of students of the vehicle and engines department.

Keywords: differential, self-locking differential, gearbox, clutch

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval všem, kteří svou pomocí a podporou přispěli k vypracování této diplomové práce, zvláště Ing. Robertovi Voženílkovi, Ph.D. za pomoc a odborné rady. V neposlední řadě chci poděkovat svým rodičům za podporu během studia.

Obsah

1	Úvod	13
2	Diferenciál	14
	2.1 Princip činnosti	14
	2.2 Rozdělení diferenciálů	14
3	Pasivní samosvorné diferenciály	19
	3.1 Vačkové diferenciály	19
	3.2 Kuželové diferenciály s lamelovou spojkou	20
	3.3 Čelní diferenciály typu Torsen	23
4	Aktivní samosvorné diferenciály	26
	4.1 Systém Volkswagen VAQ	26
	4.2 Aktivní diferenciál BMW	32
	4.3 Systém BMW DPC	34
	4.4 Aktivní diferenciál Audi	35
	4.5 Systém Mitsubishi S-AYC	36
	4.6 Systém Subaru DCCD	37
5	Návrh samosvorného diferenciálu pro vybranou převodovku	39
	5.1 Volba převodovky	39
	5.2 Volba typu samosvorného diferenciálu	40
	5.3 Tvorba 3D modelu samosvorného diferenciálu	40
	5.3.1 Klec diferenciálu	40
	5.3.2 Víko diferenciálu	41
	5.3.3 Planetové kolo levého přírubového hřídele	41
	5.3.4 Vnitřní a vnější lamely spojky	42
	5.3.5 Přítlačný kotouč	43
	5.3.6 Axiální jehlové ložisko	43
	5.3.7 Píst	43
	5.3.8 Přírubový hřídel hnacího hřídele levého kola	43
	5.4 Tvorba 3D modelu skříně převodovky	44
	5.5 Modul hydraulického obvodu	45

6	Pevnostní kontrola navrženého samosvorného diferenciálu	46
6.1	Vstupní parametry	46
6.2	Výpočet zatížení klece diferenciálu od sil působících v záběru soukolí stálého převodu	47
6.3	Výpočet silových poměrů v kuželovém soukolí diferenciálu	49
6.4	Výpočet zatížení klece diferenciálu od lamelové spojky	51
6.5	Materiálové vlastnosti.....	53
6.5.1	Materiálové vlastnosti klece diferenciálu.....	53
6.5.2	Materiálové vlastnosti víka diferenciálu	53
6.6	Pevnostní výpočet pomocí metody konečných prvků	53
6.6.1	Přehled zatěžujících sil a momentů	54
6.6.2	Uložení sestavy	54
6.6.3	Zatěžující stavy.....	54
6.6.4	Výsledky pevnostního výpočtu pro první zatěžující stav.....	55
6.6.5	Zhodnocení výsledků pevnostního výpočtu	57
7	Závěr.....	58
	Seznam použitých zdrojů	59
	Seznam příloh	61
	Seznam výkresové dokumentace	61

Seznam použitých zkratk

ABS	Anti-lock Braking Systém – Protiblokovací systém
DCCD	Driver Control Center Differential – Řidičem řízený mezinápravový diferenciál
DPC	Dynamic Performance Control – Dynamické řízení výkonu
DSC	Dynamic Stability Control – Elektronický stabilizační systém
EDS	Electronische Differenzial Sperre – Elektronická uzávěrka diferenciálu
ESP	Electronic Stability Programme – Elektronický stabilizační systém
HMH	Huber, von Mises, Hencky – Pevnostní hypotéza pro stanovení redukovaného napětí
MKP	Metoda konečných prvků
S-AYC	Super-Active Yaw Control – Aktivní řízení stáčivého momentu
VAQ	Vorderachsquersperre – Uzávěrka předního diferenciálu

Seznam použitých symbolů

Symbol	Jednotky	Popis
a	[mm]	osová vzdálenost soukolí stálého převodu
b	[mm]	šířka ozubení kuželového soukolí diferenciálu
d	[mm]	vnitřní průměr pístu
D	[mm]	vnější průměr pístu
d _{a1}	[mm]	hlavový průměr pastorku stálého převodu
d _{a2}	[mm]	hlavový průměr kola stálého převodu
d _{f1}	[mm]	patní průměr pastorku stálého převodu
d _{f2}	[mm]	patní průměr kola stálého převodu
d _{s1}	[mm]	vnitřní průměr lamelové spojky
d _{s2}	[mm]	vnější průměr lamelové spojky
d ₁	[mm]	roztečný průměr pastorku stálého převodu
d ₂	[mm]	roztečný průměr kola stálého převodu
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu
f	[-]	koeficient tření
F	[N]	síla pístu lamelové spojky

F_{ap}	[N]	axiální síla na planetovém kole
F_{as}	[N]	axiální síla na satelitu
F_{asp}	[N]	axiální síla v záběru soukolí stálého převodu
F_{cap}	[N]	celková axiální síla na planetovém kole
F_{cas}	[N]	celková axiální síla na satelitu
$F_{\check{c}s}$	[N]	tečná síla na čepu satelitu
F_{Np}	[N]	normálová síla na planetovém kole
F_{Ns}	[N]	normálová síla na satelitu
F_{rp}	[N]	radiální síla na planetovém kole
F_{rs}	[N]	radiální síla na satelitu
F_{rsp}	[N]	radiální síla v záběru soukolí stálého převodu
F_{tp}	[N]	tečná síla na planetovém kole
F_{ts}	[N]	tečná síla na satelitu
F_{tsp}	[N]	tečná síla v záběru soukolí stálého převodu
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
H_{Kmax}	[N]	maximální hnací síla
i	[-]	počet třecích ploch lamelové spojky
i_{ks}	[-]	převodový poměr kuželového soukolí diferenciálu
i_s	[-]	počet satelitů
i_{sp}	[-]	převodový poměr soukolí stálého převodu
i_1	[-]	převodový poměr 1. rychlostního stupně
m	[mm]	modul ozubení soukolí stálého převodu
m_{celk}	[kg]	celková hmotnost vozidla
m_e	[mm]	modul ozubení kuželového soukolí diferenciálu
m_p	[kg]	zatížení přední nápravy
M_e	[Nm]	přivedený točivý moment na první výstupní člen
M_i	[Nm]	odvedený točivý moment druhým výstupním členem
M_k	[Nm]	točivý moment na kole
M_{KLEC}	[Nm]	točivý moment na kleci diferenciálu
M_L	[Nm]	točivý moment na levém kole
M_p	[Nm]	točivý moment na pravém kole

M_{PN}	[Nm]	maximální točivý moment na kolech přední nápravy
M_t	[Nm]	točivý moment motoru
M_T	[Nm]	třecí moment lamelové spojky
M_{T1}	[Nm]	třecí moment na vnější lamele (1)
M_{T2}	[Nm]	třecí moment na vnější lamele
M_{T3}	[Nm]	třecí moment na vnější lamele (2)
p	[MPa]	tlak oleje
R_e	[MPa]	mez kluzu v tahu
r_k	[m]	poloměr kola
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahu
r_{mp}	[mm]	střední poloměr planetového kola
r_{ms}	[mm]	střední poloměr satelitu
R_{p02}	[MPa]	mez kluzu v tahu
r_s	[mm]	střední poloměr lamelové spojky
r_{s1}	[mm]	vnitřní poloměr lamelové spojky
r_{s2}	[mm]	vnější poloměr lamelové spojky
s	[-]	svornost diferenciálu
S	[mm ²]	plocha pístu
Z_p	[-]	počet zubů planetového kola
Z_s	[-]	počet zubů satelitu
Z_1	[-]	počet zubů pastorku stálého převodu
Z_2	[-]	počet zubů kola stálého převodu
α_n	[°]	úhel záběru v normálové rovině
β	[°]	úhel sklonu zubů
δ	[°]	úhel roztečného kužele
ε	[-]	součinitel trvání záběru
η^a	[-]	vlastní účinnost diferenciálu
η_{mech}	[-]	mechanická účinnost
μ	[-]	Poissonova konstanta
μ_v	[-]	součinitel adheze
π	[-]	Ludolfovo číslo

ρ	[kg/m ³]	měrná hustota
ω_L	[rad/s]	úhlová rychlost levého kola
ω_P	[rad/s]	úhlová rychlost pravého kola

1 Úvod

V dnešní době je diferenciál nedílnou součástí každého automobilu. Slouží k přenosu a rozdělení točivého momentu na hnací kola a současně umožňuje jejich rozdílné otáčky při průjezdu automobilu zatáčkou. Ve většině osobních automobilů se používají otevřené diferenciály. Při průjezdu automobilu zatáčkou dochází k odlehčování vnitřního kola a tím klesá jeho schopnost přenášet hnací sílu. Vnější kolo je naopak přitěžováno. Podobný případ nastává i v případě rozdílných adhezních podmínek na jednotlivých hnacích kolech, kdy kolo s nižší adhezí ztrácí schopnost přenášet hnací sílu. V případě otevřeného diferenciálu se točivý moment a tím i hnací síla rozděluje rovnoměrně mezi obě kola nápravy, proto se velikost celkové hnací síly řídí podle velikosti hnací síly na odlehčeném kole nebo kole s nižší adhezí. Pokud je adheze minimální nebo nedochází-li k dotyku kola s vozovkou, tak se nepřenáší na vozovku žádná hnací síla. Nejjednodušším konstrukčním řešením pro odstranění této nevýhody otevřeného diferenciálu je použít uzávěrku diferenciálu, čímž se vyřadí diferenciál z činnosti. Toto řešení odstraňuje nevýhodu otevřeného diferenciálu, ale zároveň neumožňuje rozdílné otáčky hnacích kol při průjezdu vozidla zatáčkou, proto se uzávěrka diferenciálu používá pouze u terénních vozidel při jejich uvíznutí. Ideálním řešením pro efektivní přenos hnací síly na vozovku je použití samosvorného diferenciálu, který v případě rozdílných adhezních podmínek hnacích kol rozděluje točivý moment nerovnoměrně ve prospěch kola s vyšší adhezí a zároveň umožňuje rozdílné otáčky kol. V minulosti se samosvorné diferenciály používali především u závodních automobilů, u kterých dochází při průjezdu zatáčkou vysokou rychlostí k odlehčování vnitřních kol vlivem působení odstředivé síly. Později se začali samosvorné diferenciály uplatňovat u sportovních verzí osobních automobilů a tento stav přetrvává dodnes. V současné době se výrobci zaměřují převážně na elektronicky řízené samosvorné diferenciály, ale i mechanické samosvorné diferenciály stále nacházejí své uplatnění. Jelikož samosvorný diferenciál zvyšuje pořizovací cenu automobilu, má jejich použití v sériové produkci automobilů význam pouze u sportovních automobilů. Osobní automobily určené pro denní potřebu uživatele jsou vybaveny elektronickým systémem EDS, který přibrzdí prokluzující kolo. Nevýhodou tohoto systému je maření energie provozní brzdou a její přeměna na energii tepelnou. Tento systém se u sportovních automobilů nepoužívá z důvodu vysokého tepelného namáhání brzdových kotoučů a tím snížení bezpečnosti jízdy.

2 Diferenciál

Diferenciál je převodové ústrojí se dvěma stupni volnosti, které umožňuje rozdílné otáčky hnacích kol při průjezdu vozidla zatáčkou a současně rozděluje točivý moment na jednotlivá kola.

2.1 Princip činnosti

Při průjezdu vozidla zatáčkou se jednotlivá kola vozidla odvalují po kružnicích o různých poloměrech, a proto se každé kolo otáčí jinou úhlovou rychlostí a za stejný časový okamžik urazí jinou dráhu. Kolo odvalující se po kružnici o větším poloměru se otáčí rychleji a urazí delší dráhu. Pokud by byla kola hnací nápravy pevně spojena, docházelo by ke smýkání kol, což by se projevilo zhoršenou ovladatelností, nadměrným opotřebením pneumatik, vyšší spotřebou paliva a zvýšeným namáháním některých členů hnacího ústrojí.

2.2 Rozdělení diferenciálů

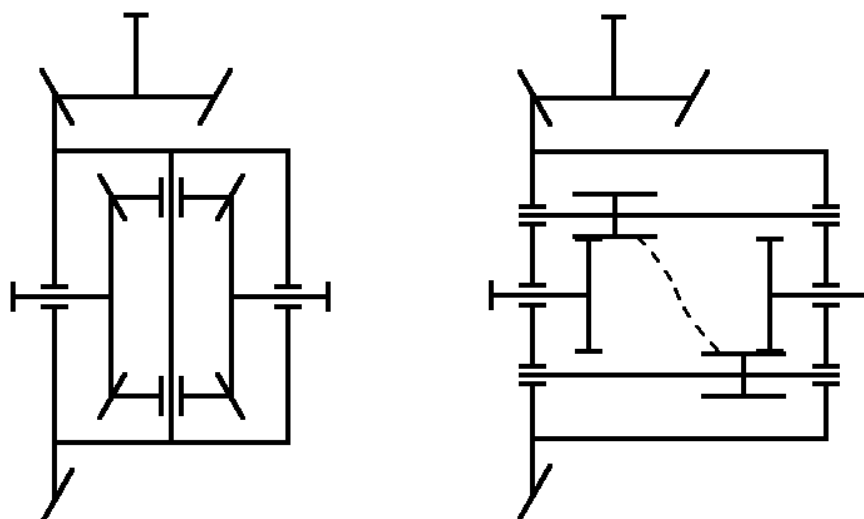
Diferenciály lze dělit podle několika hledisek:

Podle převodu:

- symetrické
- nesymetrické

Podle konstrukce:

- kuželové
- čelní



Obr. 2.1: Schéma kuželového (vlevo) a čelního (vpravo) diferenciálu

Podle účelu:

- nápravové
- mezinápravové

Podle funkce:

- otevřené
- s uzávěrkou
- samosvorné

Otevřený diferenciál

Otevřené diferenciály, které jsou symetrické, rozdělují točivý moment na kola hnané nápravy rovnoměrně, bez ohledu na otáčky jednotlivých kol. Při prokluzu jednoho kola vlivem snížené adheze, klesne přivedený točivý moment a zároveň o stejnou hodnotu klesne točivý moment na druhém kola. To má za následek pokles hnací síly a v případě, že by součinitel adheze klesl na minimální hodnotu nebo by došlo k nadlehčení kola v takové míře, že by nedocházelo k jeho kontaktu s vozovkou, tak by se vozidlo zastavilo a nedocházelo by k přenosu točivého momentu. Pro konstrukci automobilů je nejvíce rozšířen kuželový diferenciál, který se převážně používá jako diferenciál nápravový, ale můžeme ho najít i jako diferenciál mezinápravový. Vedle kuželového diferenciálu se používá diferenciál s čelními koly, který umožňuje podle své konstrukce

symetrické nebo nesymetrické dělení točivého momentu. Typickým představitelem využívajícím čelní diferenciály jsou nákladní vozy Tatra. Posledním typem diferenciálu, který se často používá pro případ mezinápravového diferenciálu, je planetový diferenciál. Planetový diferenciál umožňuje nesymetrické dělení točivého momentu mezi přední a zadní nápravu. Skládá se z centrálního kola, korunového kola, satelitů a unašeče. Vstupem může být centrální kolo, unašeč nebo korunové kolo. Výstupy pro přední a zadní nápravu pak tvoří zbývající dvojice. Volbou vstupu, výstupů a počtu zubů jednotlivých členů je možné dosáhnout optimálního převodového poměru pro rozdělení točivého momentu

Diferenciál s uzávěrkou

Uzávěrka diferenciálu je nejčastěji konstruována jako zubová spojka spojující výstupní přírubový hřídel s klecí diferenciálu. Spojením těchto dvou členů je diferenciál vyřazen z provozu a vozidlo se chová jako s hnací nápravou bez diferenciálu, proto se uzávěrka diferenciálu používá pouze u terénních vozidel při jejich uvíznutí. Ovládání uzávěrky může být mechanické nebo automatické. Při mechanickém ovládní lze uzávěrku aktivovat pouze při nepohybujícím se vozidle. Nevýhodou může být zapomenutí deaktivace uzávěru po vyproštění, což by způsobilo zhoršení ovladatelnosti vozidla, zvýšené opotřebení pneumatik a namáhání nebo dokonce poškození některých částí diferenciálu. Při automatickém ovládní uzávěrky diferenciálu zpracovává řídicí jednotka ovládacího ústrojí signály od snímačů otáček jednotlivých kol a po jejich vyhodnocení dochází k aktivaci nebo deaktivaci uzávěrky.

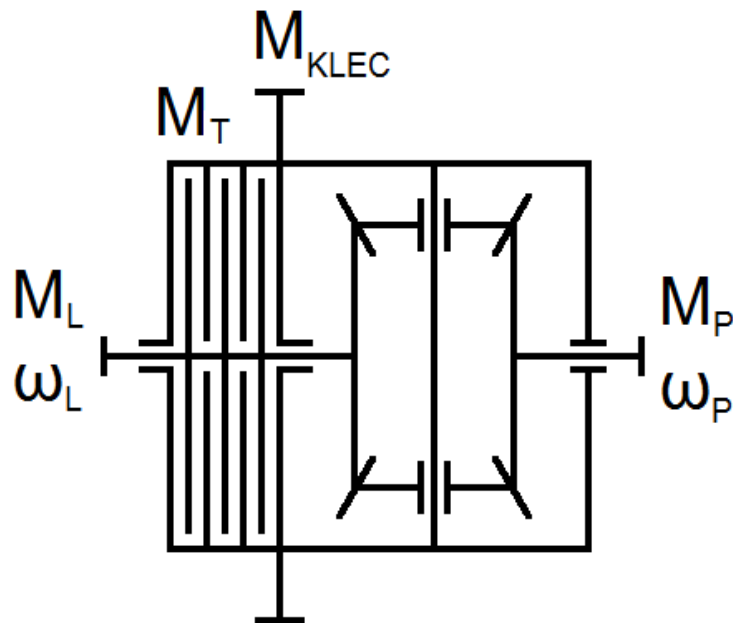
Samosvorný diferenciál

Samosvorný diferenciál rozděljuje, v případě zhoršených adhezních podmínek, točivý moment mezi hnaná kola nerovnoměrně ve prospěch kola s větší adhezí. Pokud je adheze obou kol stejná, je točivý moment rozdělen rovnoměrně. Činnost samosvorného diferenciálu je založena na principu zvýšeného tření mezi jednotlivými členy. U samosvorných diferenciálu se často udává jejich svornost, která je definována pomocí vlastní účinnosti diferenciálu v rovnici (1). Vlastní účinnost diferenciálu je definována jako poměr momentu přivedeného na jeden z výstupních členů a momentu odváděnému druhým výstupním členem při zastavené kleci diferenciálu. Vlastní účinnost diferenciálu popisuje rovnice (2).

Rozdíl těchto momentů je roven součtu třecích momentů vznikajících v diferenciálu. Svornost diferenciálu je úměrná třecímu momentu v diferenciálu.

$$s = 1 - \eta^a \quad (1)$$

$$\eta^a = \frac{M_e}{M_i} \quad (2)$$



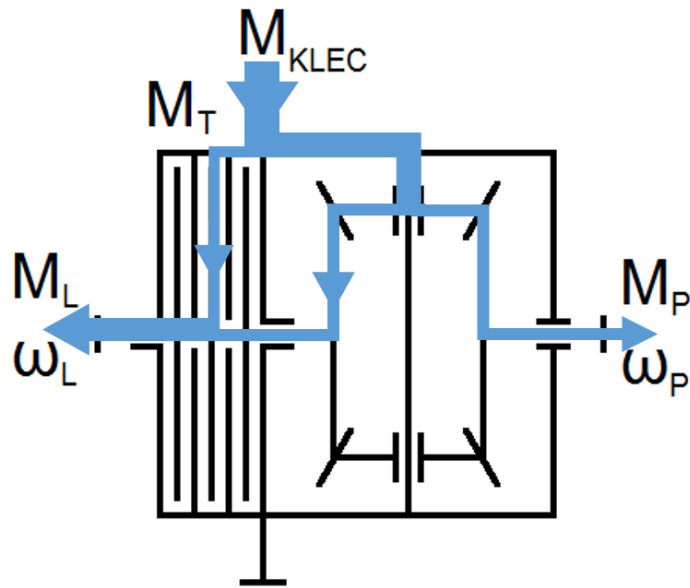
Obr. 2.2: Schéma kuželového samosvorného diferenciálu

$$M_L = \frac{M_{KLEC} - M_T \cdot \text{sgn}(\omega_L - \omega_P)}{2} \quad (3)$$

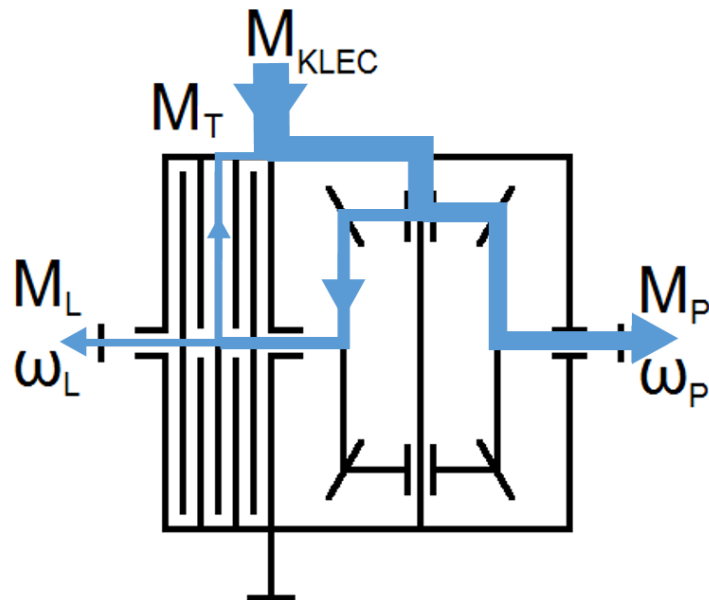
$$M_P = \frac{M_{KLEC} + M_T \cdot \text{sgn}(\omega_L - \omega_P)}{2} \quad (4)$$

$$s = \frac{M_T}{M_{KLEC}} \quad (5)$$

$$M_{KLEC} = M_L + M_P \quad (6)$$



Obr. 2.3: Tok momentu samosvorným diferenciálem ve prospěch levého kola



Obr. 2.4: Tok momentu samosvorným diferenciálem ve prospěch pravého kola

3 Pasivní samosvorné diferenciály

U pasivních samosvorných diferenciálů je třecí moment závislý na přenášeném točivém momentu. Nejčastěji se využívají u závodních a sportovních automobilů.

3.1 Vačkové diferenciály

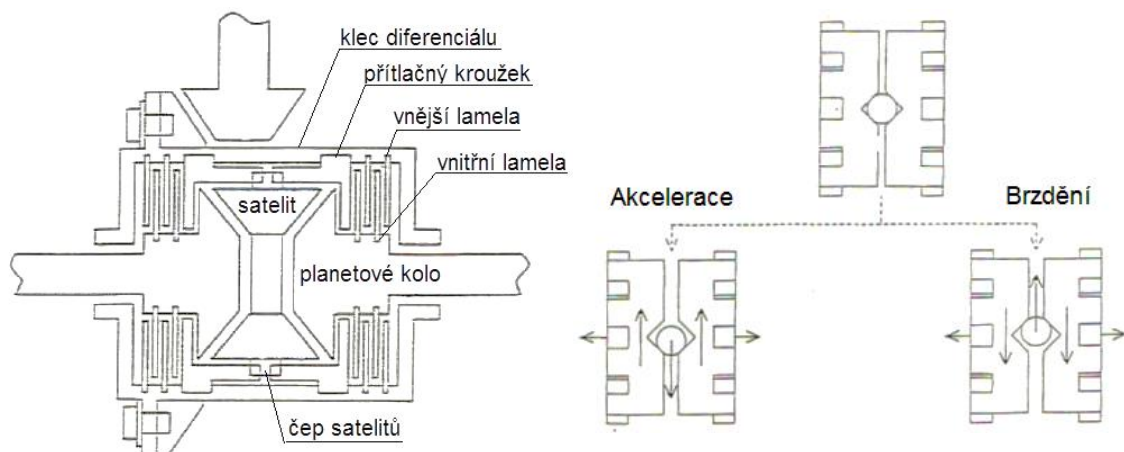
Typickým představitelem vačkového diferenciálu je diferenciál kolíčkový. Kolíčkový diferenciál se skládá z klece, kolíčků a výstupních kol s vačkovými profily. Podle polohy kolíčků vůči ose diferenciálu se dělí kolíčkové diferenciály na axiální a radiální. Kolíčky jsou posuvně uloženy v kleci diferenciálu a jejich počet je dán součtem vačkových profilů obou výstupních kol. Počet vačkových profilů obou výstupních kol je rozdílný, proto se jedná o diferenciály nesymetrické. V případě stejného počtu vačkových profilů obou kol by se výstupní kola vůči sobě natočila do polohy, při které by kolíčky prokluzovaly a nepřenášely by moment na výstupní kola. Svornost diferenciálu je dána třením kolíčků ve vedení a vačkových profilech. V případě axiálního kolíčkového diferenciálu vzniká vlivem axiálních sil od kolíčků třecí moment mezi výstupními koly a klecí, který zvyšuje svornost diferenciálu. Výhodou kolíčkových diferenciálů je konstrukční jednoduchost. Nevýhodami jsou nízká živostnost a hlučnost. I přes nesymetričnost se v minulosti tyto diferenciály používali u soutěžních vozů jako diferenciály nápravové. V současné době se vačkové diferenciály nepoužívají nebo jen výjimečně.



Obr. 3.1: Axiální kolíčkový diferenciál soutěžního vozu Škoda Favorit

3.2 Kuželové diferenciály s lamelovou spojkou

Mezi planetová kola a klec diferenciálu jsou umístěny lamelové spojky. Točivý moment se přenáší z klece diferenciálu na přítlačné kroužky, které jsou uloženy v kleci diferenciálu na drážkování a mohou se axiálně posouvat. Přítlačné kroužky jsou opatřeny klínovými drážkami, ve kterých jsou umístěny dva čepy satelitů tvořící kříž. Tento kříž se může vůči kleci diferenciálu mírně natáčet. Čím větší je přivedený točivý moment na klec diferenciálu, tím více se od sebe přítlačné kroužky oddalují a stlačují lamelové spojky. Vnější lamely spojky jsou spojeny drážkováním s klecí diferenciálu, vnitřní lamely jsou uloženy na drážkování planetových kol. Svornost tohoto typu diferenciálu je dána velikostí lamelových spojek, koeficientem tření, úhlem klínových drážek a průměrem, na kterém se dotýkají čepy satelitů s přítlačnými kroužky. Podle konstrukce klínových drážek se rozlišují tyto diferenciály na jednocestné a dvoucestné. U jednocestného diferenciálu jsou lamelové spojky stlačovány pouze při akceleraci vozidla. V případě dvoucestného diferenciálu jsou lamelové spojky stlačovány při akceleraci i brzdění. Úhly klínových drážek pro oba smysly působení točivého momentu nemusí být shodné a svornost diferenciálu je pro akceleraci a brzdění různá. Podle umístění lamelových spojek se rozlišují diferenciály na jednostranné a oboustranné. Jednostranné diferenciály mají lamelovou spojkou pouze mezi jedním planetovým kolem a klecí diferenciálu. Čepy satelitů se opírají na jedné straně o přítlačný kroužek a na straně druhé o klec diferenciálu. Oboustranné diferenciály mají lamelové spojky mezi oběma planetovými koly a klecí diferenciálu. Ve většině případů bývají lamelové spojky doplněny talířovou pružinou nebo válcovými šroubovitě vinutými pružinami, které jsou vloženy mezi přítlačné kroužky. Pružiny vyvolají konstantní třecí moment nezávislý na přenášeném momentu a zajišťují tak malou hodnotu svornosti za všech okolností. Pokud by jedno z kol hnací nápravy nebylo schopné přenést žádný moment na vozovku a lamelové spojky by nebyly stlačovány pružinami, nevznikl by třecí moment vyvolaný přenášeným momentem a diferenciál by pracoval jako otevřený. Třecí moment způsobený předpětím pružin se stává nevýhodným při parkování a pomalé jízdě v zatáčkách, kde nedochází k prokluzu vnitřního kola vlivem odlehčování a rozdíl úhlových rychlostí jednotlivých kol je vysoký.



Obr. 3.2: Schéma kuželového diferenciálu s lamelovými spojkami /4/

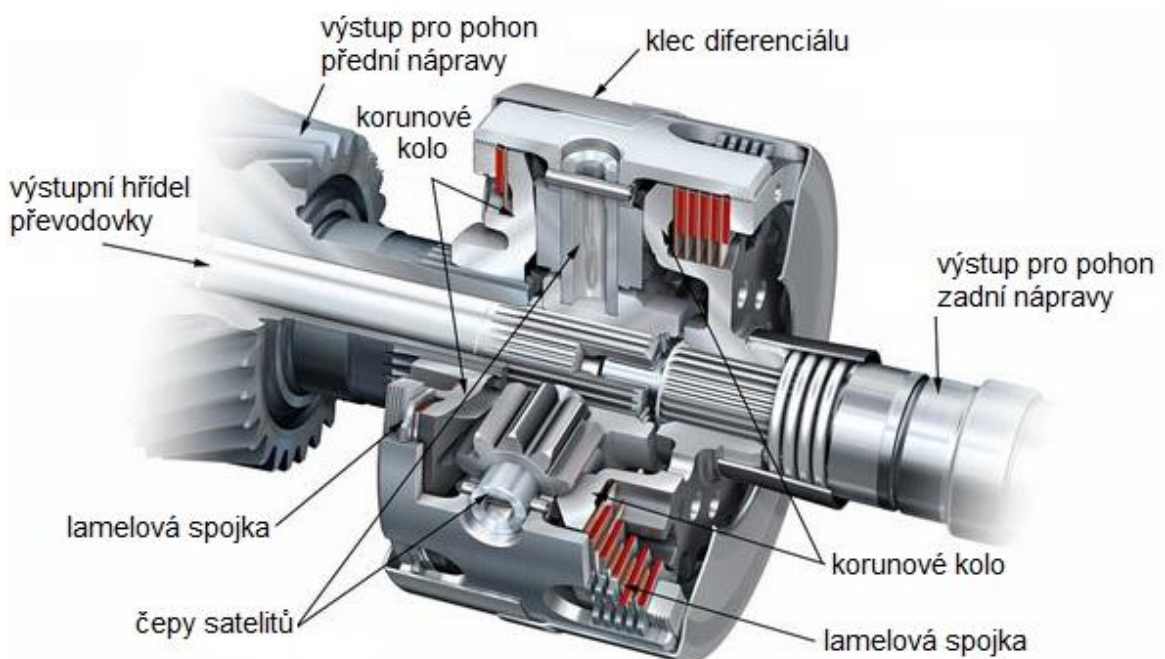


Obr. 3.3: Kuželový diferenciál s lamelovými spojkami /5/

Mezinápravový diferenciál s korunovými koly (Crown gear center differential)

Jedná se o mezinápravový samosvorný diferenciál vozidel Audi, který v roce 2010 nahradil diferenciál Torsen. Typickým znakem nového mezinápravového diferenciálu jsou dvě korunová ozubená kola. Točivý moment se přivádí

výstupním hřídelem převodovky středem na klec diferenciálu. V kleci diferenciálu jsou po obvodu umístěné čtyři satelity, které zabírají s korunovými koly tvořící výstupy k pohonu přední a zadní nápravy. Korunová kola jsou opatřena vnějším drážkováním, na kterém jsou nasunuty vnitřní lamely. Vnější lamely jsou pomocí drážkování spojeny s klecí diferenciálu. Lamely jsou přitlačovány vlivem axiálních sil vznikajících v záběru satelitů s korunovými koly. Zvláštností diferenciálu jsou rozdílné pracovní průměry korunových kol při zachování převodového poměru. Korunové kolo spojené se zadní nápravou má větší pracovní průměr než korunové kolo pro pohon přední nápravy. Díky tomu je točivý moment pro přední a zadní nápravu rozdělen v poměru 40:60. Při ustálené jízdě v přímém směru se korunová kola otáčejí společně s klecí diferenciálu jako jeden celek. Dojde-li k prokluzu kol jedné z náprav, jsou uvnitř diferenciálu vyvozeny síly, které působí na lamely a neprokluzující nápravě je přidělena větší část točivého momentu. V případě nízké adheze předních kol je přiděleno kolům zadní nápravy 85% točivého momentu. Při poklesu adheze zadní kol je kolům přední nápravy přiděleno 70% točivého momentu.



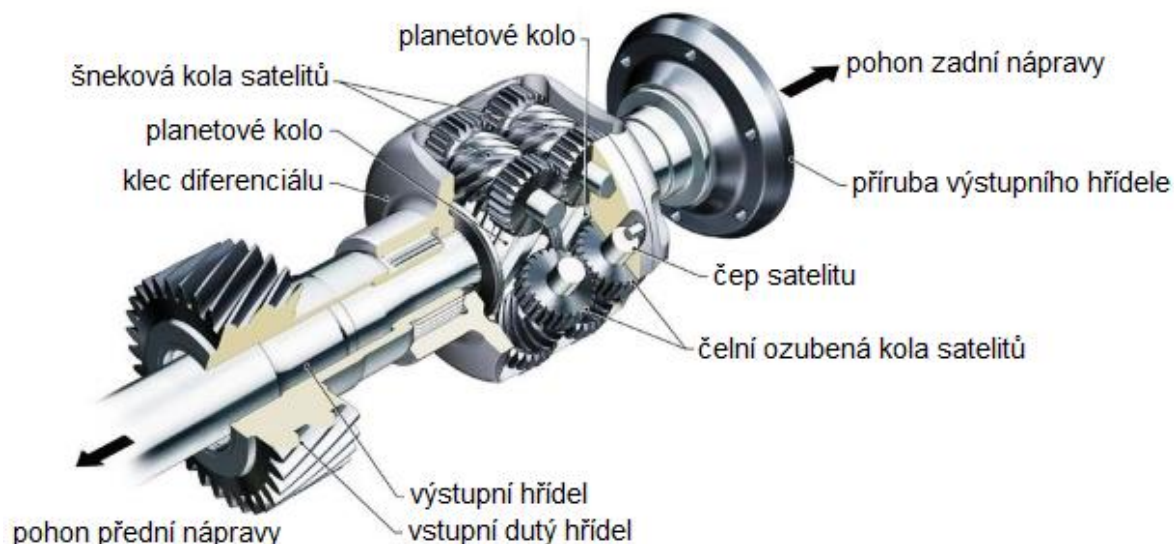
Obr. 3.4: Řez mezinápravovým diferenciálem Audi Quattro /6/

3.3 Čelní diferenciály typu Torsen

Diferenciály typu Torsen využívají k samosvornému efektu tření, které vzniká v záběru ozubených kol a mezi ozubenými koly a klecí diferenciálu. Označení Torsen vzniklo z počátečních písmen anglických slov Torque Sensing, což v překladu znamená, že velikost třecího momentu je závislá na velikosti vstupního momentu působícího na klec diferenciálu. Tyto diferenciály se používají jako nápravové a u některých vozidel s pohonem všech kol i jako mezinápravové. Výhodou je vysoká životnost. Nevýhodou je náročnější výroba oproti kuželovým diferenciálům s lamelovými spojkami.

Torsen typ A

Jedná se o nejstarší samosvorný diferenciál s čelními ozubenými koly, který se mimo jiné vyskytuje jako mezinápravový diferenciál u vozidel Audi Quattro. Točivý moment se přivádí na klec diferenciálu, ve které jsou pevně uloženy čepy satelitů. Na čepech se otáčí satelity, které mají šnekové a čelní přímé ozubení. Každý pár satelitů má společný záběr přes čelní přímé ozubení. Točivý moment se z klece diferenciálu přenáší přes čepy satelitů na satelity a dále šnekovým převodem na planetová kola, která jsou opatřena vnitřním drážkováním pro připojení výstupních hřídelů. Pokud mají výstupní hřídele stejné otáčky, satelity se kolem své osy neotáčí a diferenciál se otáčí jako celek. Při průjezdu zatáčkou se otáčky výstupních hřídelů liší a dochází k odvalování satelitů po planetových kolech. Jelikož má záběr šnekového soukolí nízkou účinnost, klesá vlastní účinnost diferenciálu a svornost diferenciálu roste. Točivý moment se nerovnoměrně rozdělí ve prospěch prokluzujícího kola nebo nápravy v případě mezinápravového diferenciálu. Protože je třecí moment závislý na vstupním točivém momentu, svorný účinek při deceleraci vymizí.



Obr. 3.5: Mezinápravový diferenciál Torsen typ A vozu Audi A4 /7/

Torsen typ B

V diferenciálu Torsen typu B se na rozdíl od typu A používá čelní šikmé ozubení u planetových kol i satelitů a všechny členy diferenciálu mají rovnoběžné osy rotace. Točivý moment se přivádí na klec diferenciálu, ve které je po obvodě uloženo několik dvojic satelitů. Satelity nemají čepy, ale výřezy v kleci diferenciálu mají průměr shodný s hlavovým průměrem ozubení satelitu. Satelity z každé dvojice vzájemně zabírají mezi sebou a každý z nich zabírá s jedním planetovým kolem. Točivý moment se z klece diferenciálu přenáší na satelity a šikmým ozubením na planetová kola, která jsou opatřena vnitřním drážkováním pro připojení výstupních hřídelů. Vlivem axiálních sil vznikajících v záběru šikmého ozubení jsou planetová kola a satelity přitlačovány na klec diferenciálu čímž vzniká část třecího momentu. Další část třecího momentu je způsobena třením hlavových průměrů satelitů v kleci diferenciálu a záběrem šikmého čelního ozubení. Svornost tohoto typu diferenciálu se dá ovlivnit geometrií ozubení, počtem satelitových dvojic a přidavnými třecími kroužky mezi planetovými koly a klecí diferenciálu. Diferenciály Torsen typu B se používají jako mezinápravové i nápravové.



Obr. 3.6: Nápravový diferenciál Torsen typ B vozu Renault Mégane RS /8/

Torsen typ C

Diferenciál Torsen typu C je ve své podstatě nesymetrický planetový diferenciál, který se skládá z planetového kola, satelitů, unašeče a korunového kola. Satelity nejsou uloženy na čepech unašeče jako u běžného planetového diferenciálu, ale jejich uložení v unašeči je plovoucí. Satelity se otáčejí v kruhových výřezech unašeče, které mají stejný průměr jako je hlavový průměr ozubení satelitu, tím je dosaženo zvýšeného tření. Další tření vzniká v záběru ozubených kol se šikmým ozubením. Významný třecí moment vzniká mezi unašečem a centrálními koly, které jsou přitlačovány vlivem axiálních sil vznikajících v záběru se satelity. Mezi centrální koly a unašeč jsou vloženy třecí kroužky pro zvýšení třecího momentu a tím i svornosti diferenciálu. Z důvodu nesymetrickosti se tento typ diferenciálu používá jako mezinápravový diferenciál.



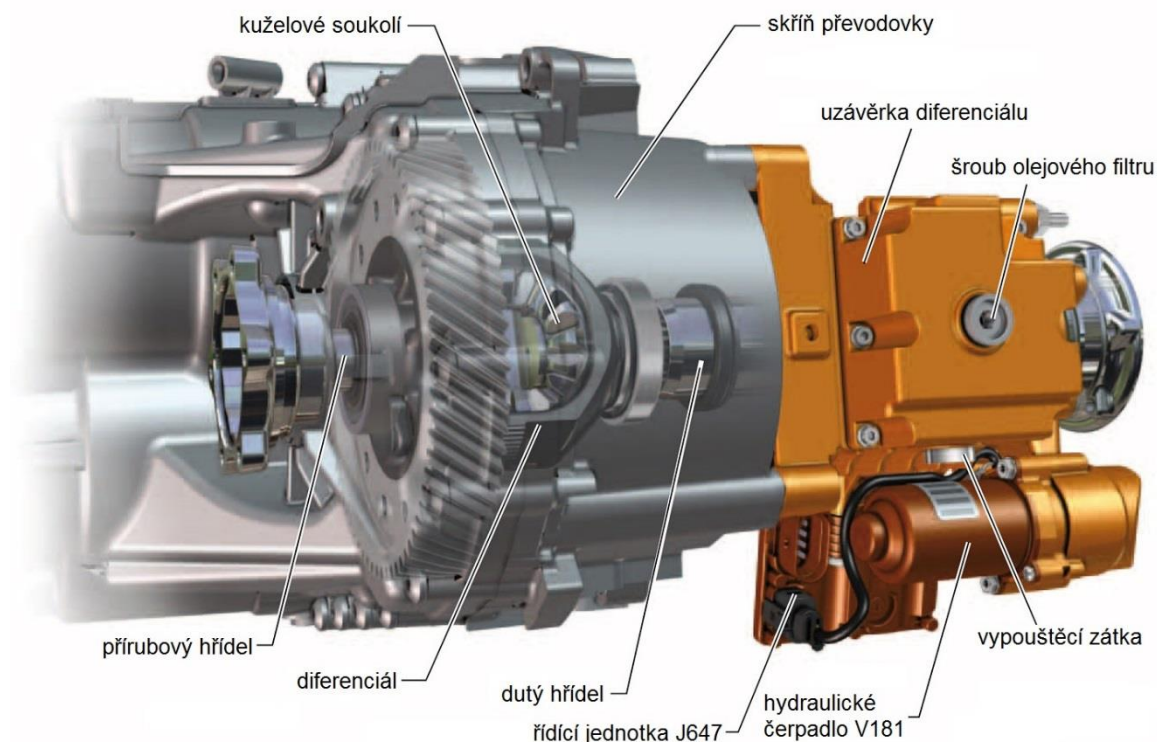
Obr. 3.7: Mezinápravový diferenciál Torsen typ C /9/

4 Aktivní samosvorné diferenciály

Aktivní samosvorné diferenciály se v současné době používají ve sportovních a luxusních osobních automobilech. Používají se jako nápravové i mezinápravové. Princip je založen na ovládní lamelových spojek elektronickou řídicí jednotkou, která zpracovává signály od senzorů otáček kol, příčného a podélného zrychlení vozu, úhlu natočení volantu a polohy plynového pedálu. Tyto systémy většinou spolupracují s řídicí jednotkou motoru a dalšími aktivními systémy ve vozidlech například s ABS a ESP.

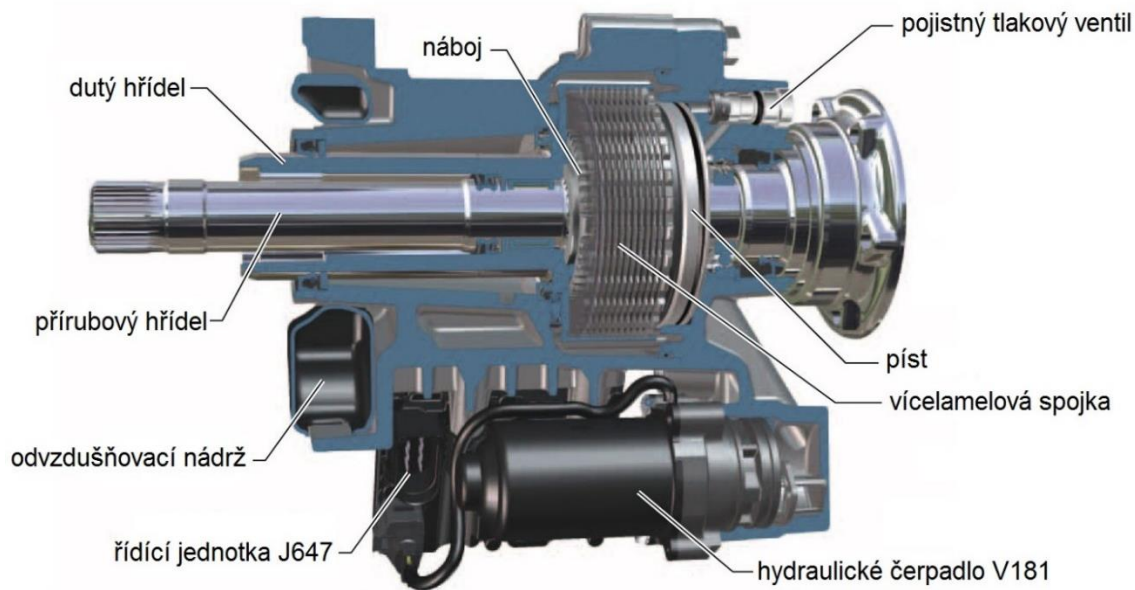
4.1 Systém Volkswagen VAQ

Jedná se o elektrohydraulicky ovládaný závěr předního diferenciálu používaný u některých sportovních modelů koncernu Volkswagen. První automobilem vybaveným tímto systémem je VW Golf GTI Performance sedmé generace. Uzávěrka diferenciálu je umístěna ve vlastní skříni a nevyžaduje žádné konstrukční zásahy do skříně převodovky. Těleso uzávěrky je připevněno ke skříni převodovky pomocí příruby, stejně jako tomu je v případě kuželového převodu pro pohon zadní nápravy u vozidel s pohonem všech kol vybavených mezinápravovou spojkou Haldex.



Obr. 4.1: Umístění uzávěrky diferenciálu systému VAQ /10/

Hlavním prvkem uzávěrky diferenciálu je elektrohydraulicky ovládaná vícelamelová spojka umístěná mezi přírubovým a dutým hřídelem. Vnitřní lamely spojky jsou spojeny s přírubovým hřídelem, který je na levém konci spojen pomocí drážkování s planetovým kolem kuželového diferenciálu a na pravém konci je k přírubě připevněn kloubový hřídel pro pohon pravého kola. Vnější lamely jsou spojeny s dutým hřídelem, který je na levé straně opatřen vnitřním drážkováním pro spojení s klecí kuželového diferenciálu. Konstrukce vícelamelové spojky včetně ovládní vychází z mezinápravové spojky Haldex 5. generace. Lamely spojky jsou stlačovány pístem, na který působí tlak oleje vyvozený axiálním pístovým čerpadlem. Axiální pístové čerpadlo je poháněno elektromotorem, který je řízen elektronickou řídicí jednotkou. Součástí čerpadla je odstředivý regulátor skládající se z rotoru, tří ramen a tří kuličkových ventilů. Tlak oleje závisí na otáčkách elektromotoru. Jako ochrana proti přetížení je v hydraulickém obvodu zakomponován pojistný ventil, který se otevře při tlaku vyšším než 4,4MPa (44barů). Maximálnímu tlaku v hydraulickém obvodu odpovídá maximální třecí moment 1600Nm.



Obr. 4.2: Řez uzávěrkou diferenciálu systému VAQ /10/

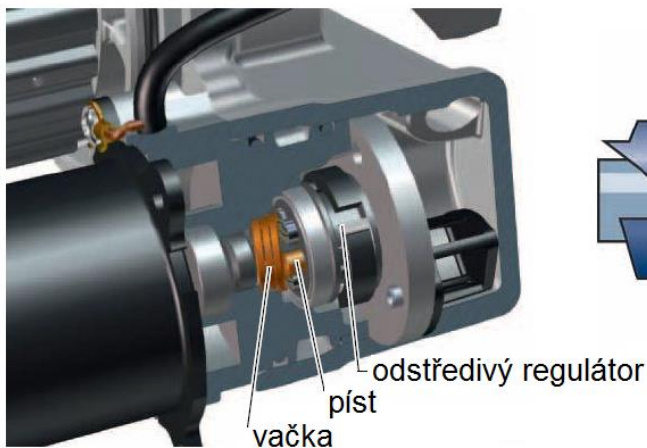
Hydraulické čerpadlo V181

Srdcem spojky Haldex 5.generace je hydraulické čerpadlo V181, které ovládá řídící jednotka J647. Hydraulické čerpadlo spojky se skládá z axiálního pístového čerpadla a integrovaného odstředivého regulátoru. Tlakem oleje je přímo určena velikost třecího momentu a tím i svornost diferenciálu.

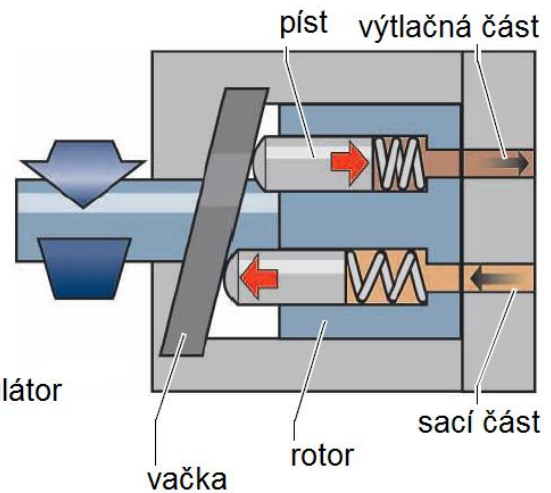
Axiální pístové čerpadlo

Hřídel elektromotoru pohání rotor čerpadla, ve kterém je axiálně uloženo šest pístů. Otáčením rotoru se písty pohybují po zkosené podložce a vykonávají přímočarý vratný pohyb. Vratný pohyb pístů zajišťují šroubovitě vinuté pružiny. Olej z výtlačné části čerpadla proudí k odstředivému regulátoru.

Umístění



Princip funkce

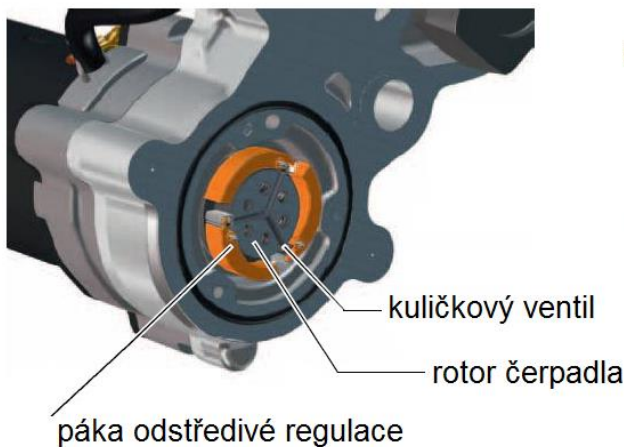


Obr. 4.3: Princip funkce axiálního pístového čerpadla /18/

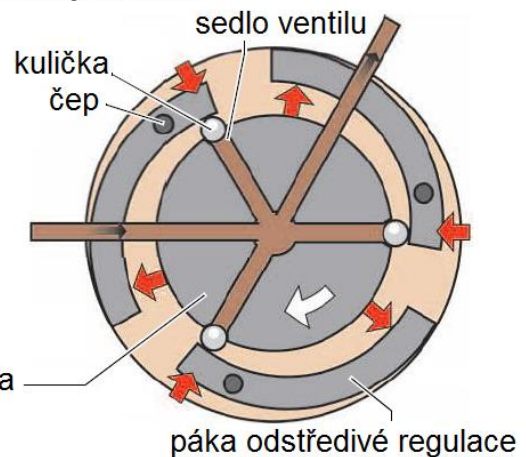
Odstředivý regulátor tlaku

Odstředivý regulátor tlaku se skládá ze tří pák a tří kuličkových ventilů. Tlakový olej je do regulátoru přiveden středem. Vlivem odstředivé síly působí páky na kuličkové ventily.

Umístění



Princip funkce



Obr. 4.4: Princip funkce odstředivého regulátoru tlaku /18/

Pojistný tlakový ventil

Pojistný tlakový ventil je umístěn ve víku tělesa spojky a skládá se z kuličkového ventilu, sedla ventilu a pružiny. Jestliže tlak oleje v systému překročí hodnotu 4,4MPa (44barů), je pružina stlačena a olej proudí do olejové vany.

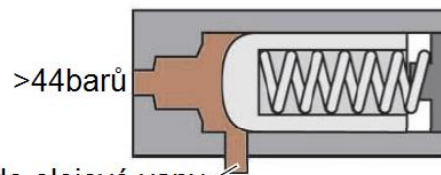
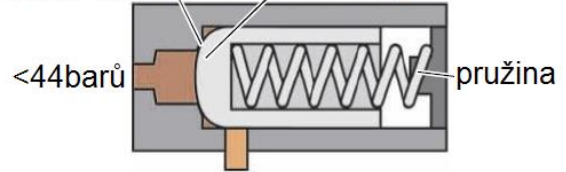
Umístění

pojistný tlakový ventil



Princip funkce

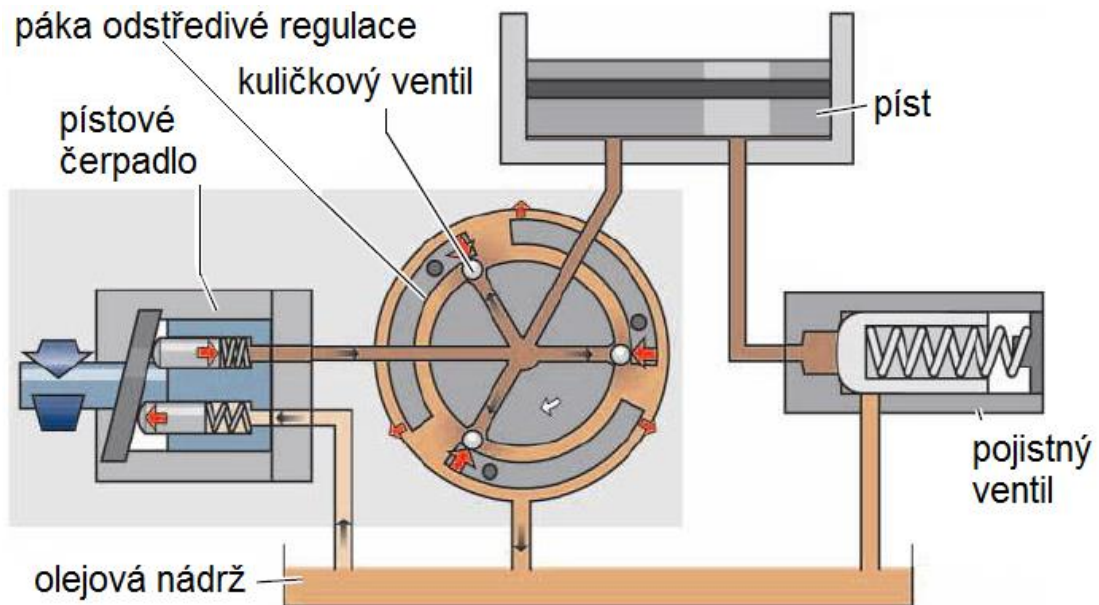
sedlo ventilu kuličkový ventil



Obr. 4.5: Princip funkce pojistného tlakového ventilu /18/

Princip funkce při nízkých otáčkách čerpadla

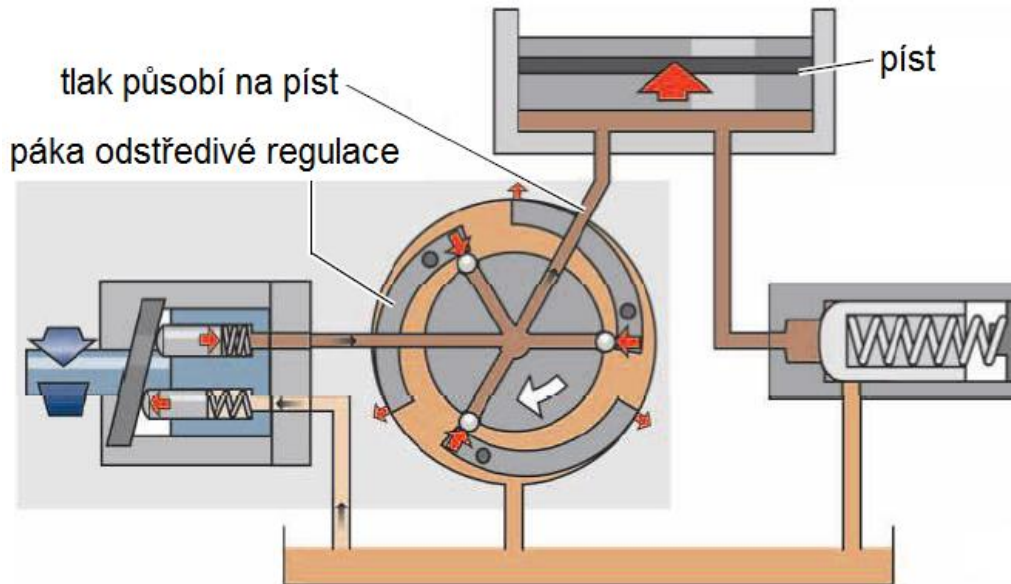
Při nízkých otáčkách čerpadla je síla tlaku oleje větší než odstředivá síla pák, proto jsou kuličkové ventily otevřeny a olej se proudí zpět do olejové nádrže. Třecí moment spojky je nulový, protože na píst nepůsobí žádný tlak.



Obr. 4.6: Princip funkce čerpadla při nízkých otáčkách /18/

Princip funkce při vyšších otáčkách čerpadla

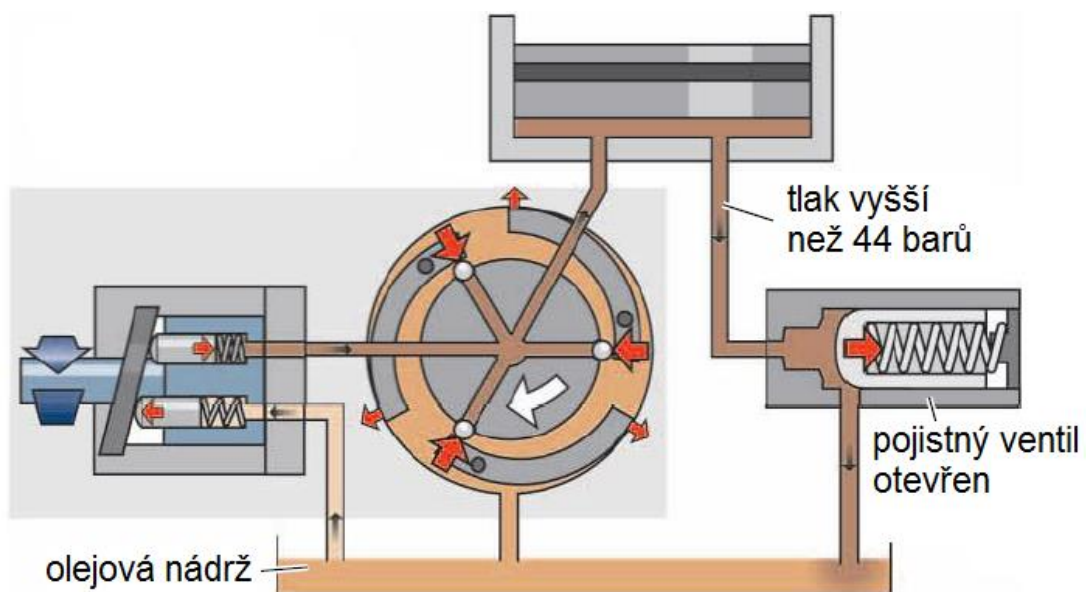
Při vyšších otáčkách čerpadla je odstředivá síla pák větší než síla tlaku v kuličkových ventilech. Kuličkové ventily jsou uzavřeny a tlak působí na píst, který stlačuje lamelovou spojku a vyvozuje tak třecí moment.



Obr. 4.7: Princip funkce čerpadla při vyšších otáčkách čerpadla /18/

Princip funkce při vysokých otáčkách čerpadla

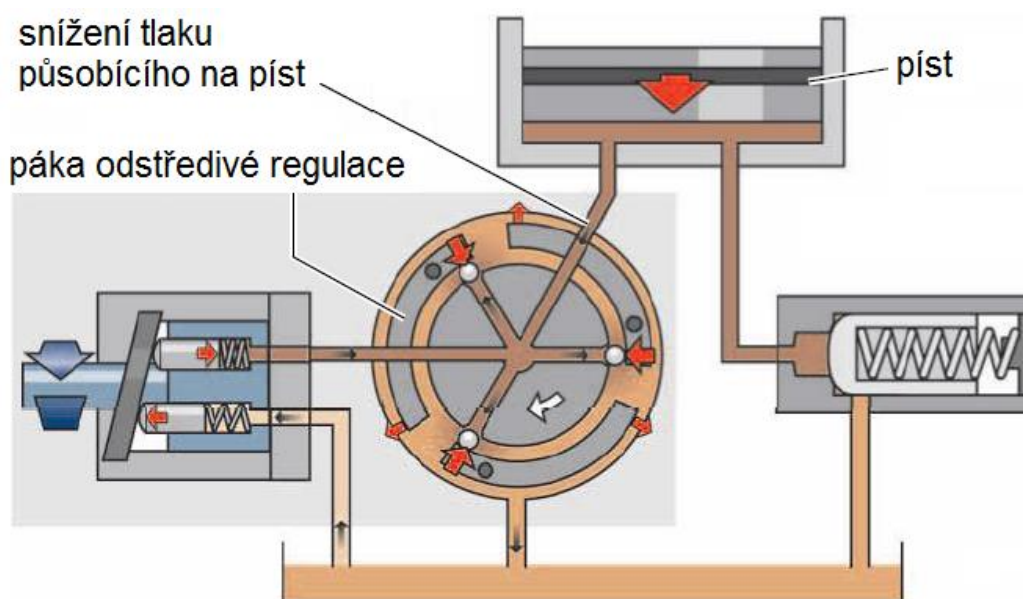
Při vysokých otáčkách čerpadla jsou kuličkové ventily uzavřeny a tlak působí na píst, který stlačuje spojku a vyvozuje tak třecí moment. Přesáhne-li tlak oleje hodnotu 4,4MPa (44barů), otevře se pojistný ventil a olej proudí do olejové nádrže.



Obr. 4.8: Princip funkce při vysokých otáčkách čerpadla /18/

Princip funkce při snížení otáček čerpadla

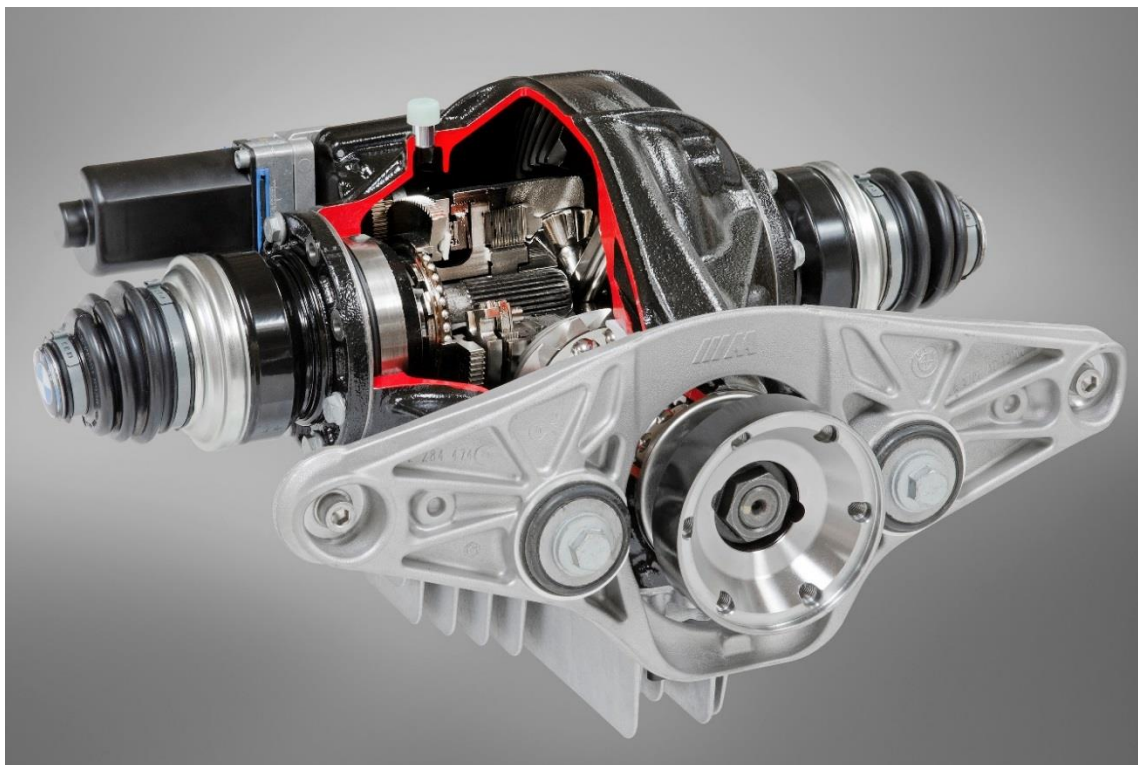
Při snížení otáček čerpadla se zmenší odstředivá síla, tím se kuličkové ventily otevřou, tlak oleje působící na píst klesne a třecí moment spojky se sníží.



Obr. 4.9: Princip funkce při snížení otáček čerpadla /18/

4.2 Aktivní diferenciál BMW (Active M differential)

Jedná se o elektronicky řízený samosvorný diferenciál, který se používá u sportovních modelů značky BMW. Diferenciál rozděluje točivý moment v rozmezí 0 až 100% mezi kola zadní nápravy. Základem je kuželový diferenciál, který je doplněn lamelovou spojkou. Vnitřní lamely spojky jsou spojeny drážkováním s planetovým kolem pravého kola, vnější lamely jsou spojeny s klecí diferenciálu. Lamelová spojka je stlačována pomocí vačkového mechanismu s kuličkami, který je ovládán elektromotorem přes redukční převodovku. Elektromotor je řízen elektronickou řídicí jednotkou, která zpracovává signály ze sensorů otáček kol, poloze plynového pedálu a úhlu natočení volantu. Řídicí jednotka spolupracuje se stabilizačním systémem DSC.



Obr. 4.10: Řez aktivním M diferenciálem BMW /11/

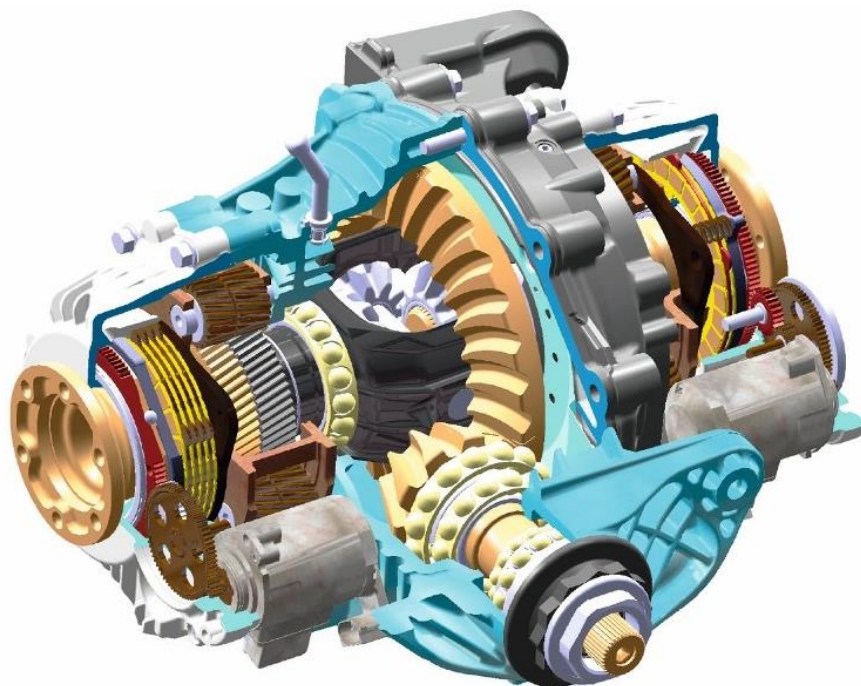
Točivý moment elektromotoru je přes redukční převod přiveden k vačkovému mechanismu s kuličkami, který vyvodí axiální sílu působící na přítlačný kotouč lamelové spojky. Třecí moment spojky je úměrný přivedenému proudu do elektromotoru. Snížení třecího momentu spojky je dosaženo zpětným chodem elektromotoru.



Obr. 4.11: Vačkový mechanismus aktivního M diferenciálu BMW /11/

4.3 Systém BMW DPC (Dynamic Performance Control)

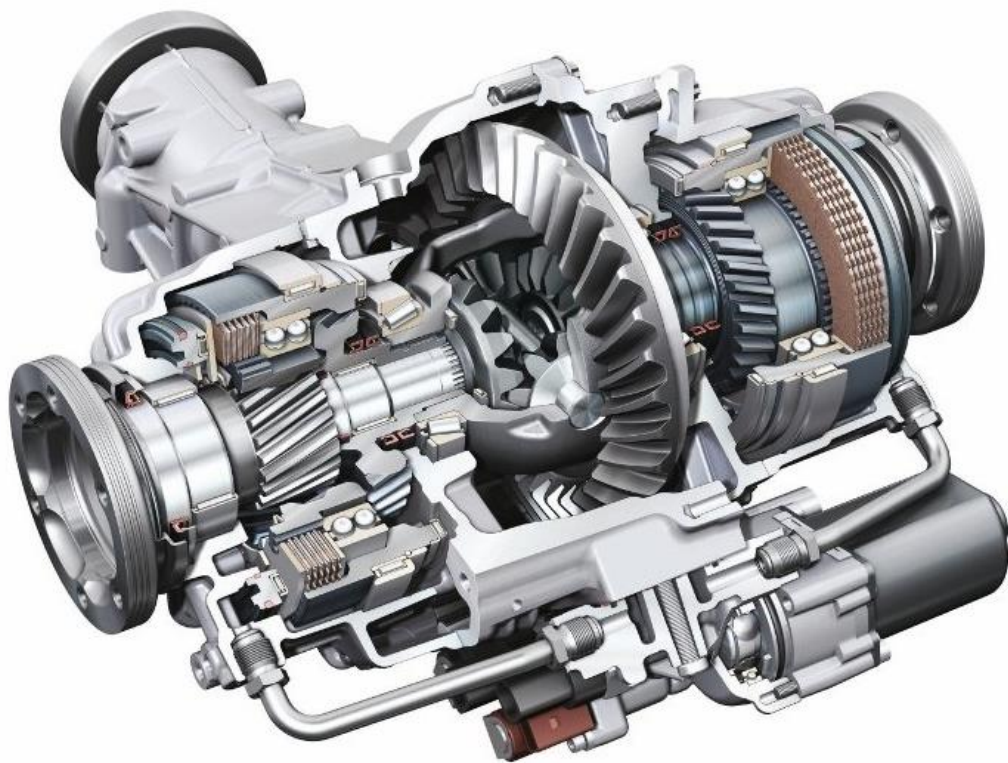
Jedná se o aktivní diferenciál zadní nápravy používaný u vozidel SUV značky BMW. Tento diferenciál doplňuje systém pohonu všech kol xDrive. Poprvé byl tento diferenciál použit u vozidla BMW X6. Základem je kuželový diferenciál, který je z obou stran doplněn planetovým soukolím s lamelovou spojkou. Planetové soukolí se skládá z dvojitého satelitu, unašeče a dvou planetových kol. Klec kuželového diferenciálu je spojena s jedním planetovým kolem a druhé planetové kolo je pevně spojeno s výstupním hnacím hřídelem. Unašeč je ovládán lamelovou spojkou. Lamelová spojka je stlačována pomocí vačkového mechanismu s kuličkami, který je ovládán elektromotorem přes redukční převodovku. Elektromotor je řízen elektronickou řídicí jednotkou, která zpracovává signály ze senzorů otáček kol, poloze plynového pedálu a úhlu natočení volantu. Řídicí jednotka dále spolupracuje se stabilizačním systémem DSC. Při průjezdu vozidla zatáčkou dojde k sepnutí příslušné lamelové spojky, tím se unašeč planetového soukolí vůči rámu zastaví a na vnější kolo putuje větší část točivého momentu. V případě, že se vozidlo začíná chovat přetáčivě, dojde k sepnutí lamelové spojky vnitřního kola, kterému je tak přidělena větší část točivého momentu a tím dojde ke stabilizaci vozidla bez nutnosti zásahu stabilizačního systému DSC. Systém funguje i při průjezdu zatáčkou bez plynu a vozidlo tak zůstává stabilní.



Obr. 4.12: Řez zadním aktivním diferenciálem BMW systému DPC /12/

4.4 Aktivní diferenciál Audi (Sportdifferenzial)

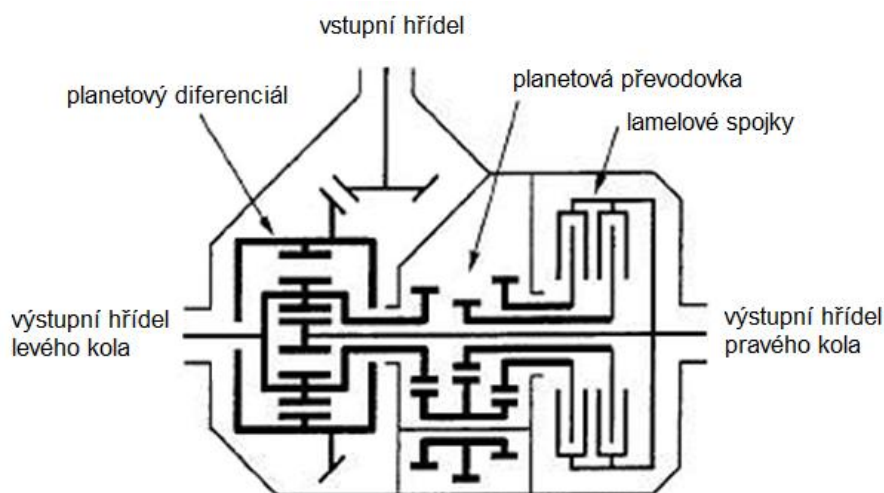
Některé automobily značky Audi se systémem pohonu všech kol nazývaným Quattro jsou vybaveny zadním aktivním diferenciálem, který rozděluje točivý moment mezi levé a pravé kolo zadní nápravy podle okamžité jízdní situace. Jedná se o kuželový diferenciál, který je na každé straně vybaven planetovým převodem a lamelovou spojkou, která je ovládána elektrohydraulicky. Zdrojem tlakového oleje je axiální pístové čerpadlo poháněné elektromotorem. Součástí čerpadla je odstředivý regulátor tlaku, proto je velikost tlaku úměrná otáčkám elektromotoru. V hydraulickém obvodu je zabudován pojistný tlakový ventil, který slouží jako ochrana proti přetížení a současně udává maximální třecí moment spojky. Při sepnutí spojky příslušného planetového převodu dojde ke zvýšení otáček výstupního hřídele až o 10% a současně i zvětšení točivého momentu. Zvýšením otáček vnějšího zadního kola při vjezdu do zatáčky vzniká moment působící ve směru směru jízdy, který napomáhá vozidlu změnit směr jízdy. Při výjezdu vozidla ze zatáčky se naopak potlačuje přenos většího momentu na vnější kolo a vozidlo se chová nedotáčivě.



Obr. 4.13: Řez aktivním diferenciálem Audi Sportdifferenzial /13/

4.5 Systém Mitsubishi S-AYC

Systém S-AYC (Super Active Yaw Control) byl představen v roce 2003 a je použit ve vozidlech Mitsubishi Lancer Evolution včetně současného modelu X. Jedná se o aktivní diferenciál, který optimálně rozděljuje točivý moment na kola zadní nápravy. Aktivní diferenciál zadní nápravy se skládá z nápravového diferenciálu, planetové převodovky a lamelové spojky. Tento systém vychází z první evoluce označované AYC (Active Yaw Control). Oba systémy se liší v konstrukci nápravového diferenciálu, u systému S-AYC je kuželový diferenciál nahrazen symetrickým planetovým diferenciálem s čelními koly. Vstupem planetového diferenciálu je korunové kolo, výstupem pro pohon levého kola je unašeč a výstupem pro pohon pravého kola je planetové kolo. Za nápravovým diferenciálem je umístěna planetová převodovka řazená dvěma lamelovými spojkami. Podle toho, která spojka se sepnuta, pracuje převodovka jako rychloběhová nebo redukční. Planetová převodovka se skládá ze třech planetových kol, trojitého satelitu a unašeče, který je pevně uchycen ve skříni diferenciálu. Vstupní planetové kolo je spojeno s unašečem planetového diferenciálu. Zbylá dvě planetová kola jsou spojena s vnitřními lamelami příslušných spojek. Vnější lamely obou spojek jsou pomocí drážkování spojeny s výstupním hřídelem pro pohon pravého kola. Lamelové spojky jsou ovládány tlakem oleje od elektrohydraulického čerpadla, které je řízeno řídicí jednotkou. Řídicí jednotka na základě signálů ze senzorů podélného a příčného zrychlení, úhlu natočení volantu, otáček jednotlivých kol a poloze plynového pedálu vyhodnocuje okamžitou jízdní situaci a dává pokyny k řízení elektrohydraulického čerpadla.



Obr. 4.14: Schéma aktivního diferenciálu systému S-AYC /14/



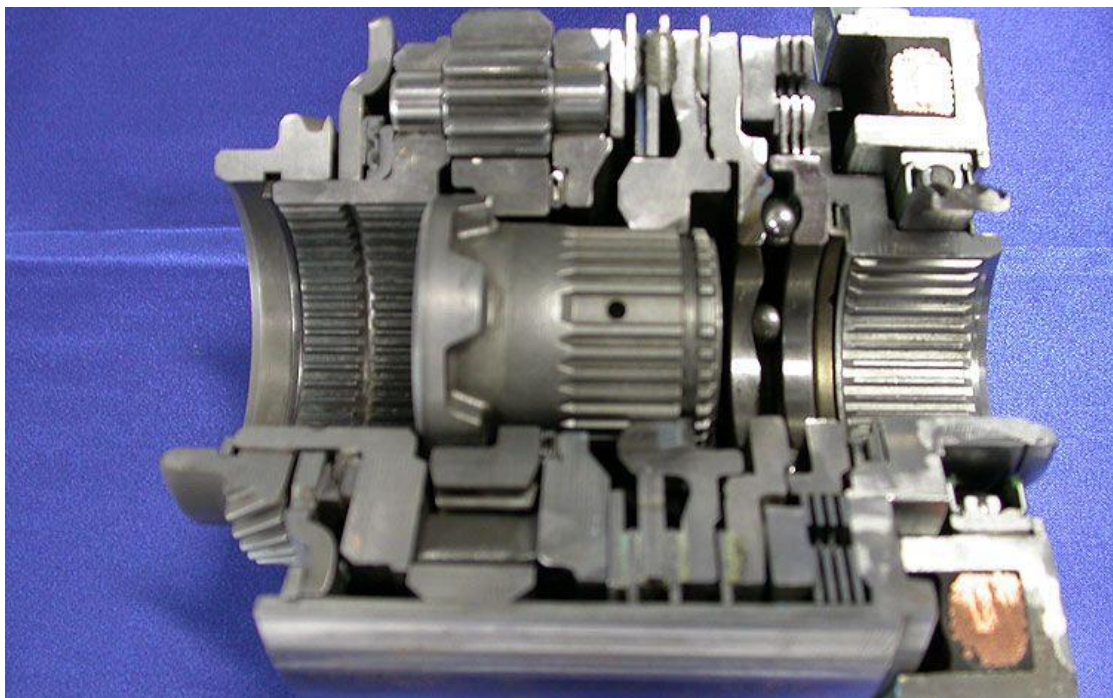
Obr. 4.15: Řez aktivním diferenciálem zadní nápravy systému S-AYC /15/

4.6 Systém Subaru DCCD

Systém DCCD (Driver Control Center Differential) se používá ve vozidlech Subaru Impreza WRX STI. Jedná se o elektronicky řízený mezinápravový diferenciál, který rozděluje točivý moment mezi přední a zadní nápravu podle okamžité jízdní situace. Poměr rozdělení točivého momentu mezi přední a zadní nápravu závisí buď na elektronické řídicí jednotce v případě automatického režimu, nebo na řidičově rozhodnutí v případě manuálního režimu. O aktuálním rozdělení točivého momentu je řidič informován na displeji před sebou. Mezinápravový diferenciál se skládá z jednoduchého planetového diferenciálu, mechanicky ovládané lamelové spojky a elektromagneticky ovládaného závěru diferenciálu. Točivý moment od výstupu převodovky je přiveden dutým hřídelem na unašeč planetového diferenciálu. Přes satelity se moment rozdělí na planetové a korunové kolo. Planetové kolo pohání diferenciál přední nápravy, korunové kolo přenáší točivý moment k samosvornému diferenciálu zadní nápravy. Základní poměr rozdělení točivého momentu mezi přední a zadní nápravu je 41:59. Diferenciál pracuje s mechanickým a elektromagnetickým závěrným systémem, což umožní 100% závěr diferenciálu a tím se dosáhne rovnoměrného rozdělení točivého momentu mezi přední a zadní nápravu.

Mechanický závěrný systém se skládá z ovládací vačky, hlavní lamelové spojky a náboje hlavní lamelové spojky. Vnitřní lamely spojky jsou spojeny s nábojem a vnější lamely jsou spojeny s korunovým kolem. Planetové kolo je po obvodu opatřeno výstupky, které zapadají do zahloubení náboje spojky. Vlivem rozdílných otáček přední a zadní nápravy působí výstupky planetového kola na zahloubení náboje a tím je vyvozena axiální síla, která stlačuje hlavní lamelovou spojku.

Elektromagnetický závěrný systém se skládá z cívky, ovládací lamelové spojky s elektromagnetickým tlačným kotoučem a mezispojky s kuličkovým vačkovým mechanismem. Jestliže cívkou neprochází proud, jsou obě spojky rozpojeny. Pokud do cívky proud přivedeme, je vlivem magnetického pole přitahován elektromagnetický kotouč, který stlačuje lamely ovládací spojky. Svorný účinek je přímo úměrný přivedenému proudu do cívky. Dojde-li při aktivované elektromagnetické spojce k rozdílným otáčkám přední a zadní nápravy, zareaguje mechanický systém mezispojky, který se skládá z šesti kuliček, kotouče mezispojky a náboje ovládací spojky. Kuličky jsou umístěny ve vačkových drážkách kotouče mezispojky a náboje ovládací lamelové spojky. Vzájemným pootočením kotouče a náboje se vyvodí axiální síla, která stlačuje přes kotouč mezispojky hlavní lamelovou spojku.

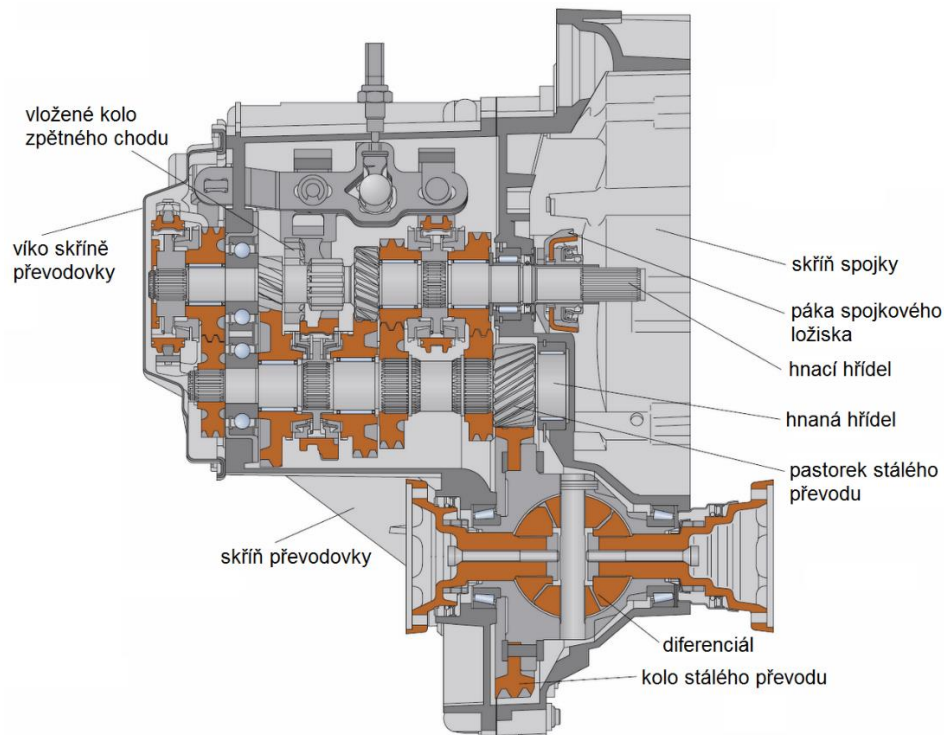


Obr. 4.16: Řez mezinápravovým diferenciálem DCCD /16/

5 Konstrukční návrh samosvorného diferenciálu pro vybranou převodovku

5.1 Volba převodovky

Pro konstrukční návrh samosvorného diferenciálu jsem si vybral převodovku MQ200. Jedná se o pětistupňovou manuální převodovku používanou ve vozidlech koncernu Volkswagen, která je konstruována pro maximální točivý moment motoru 200Nm. Pevodovka je dvouhřídelová, synchronizace prvního a druhého převodového stupně je umístěna na hnaném hřídeli a synchronizace ostatních dopředných převodových stupňů je umístěna na hnacím hřídeli. Zpětný chod je řazen pomocí přesuvného vloženého kola. Tento typ převodovky se používá u malých automobilů a automobilů nižší střední třídy, které ve většině případů nedisponují samosvornými diferenciály, ale jsou vybaveny pouze elektronickou uzávěrkou diferenciálu EDS, která přibrzdí prokluzující kolo provozní brzdou. V některých případech však nemusí být systém EDS dostatečně účinný a proto jsem si pro konstrukční návrh zvolil tento typ převodovky. Pevodovka doplněná o samosvorný diferenciál by mohla být využita u sportovních verzí automobilů nebo u automobilů, které jsou převážně provozovány při zhoršených adhezních podmínkách.



Obr. 5.1: Řez převodovkou MQ200 /17/

5.2 Volba typu samosvorného diferenciálu

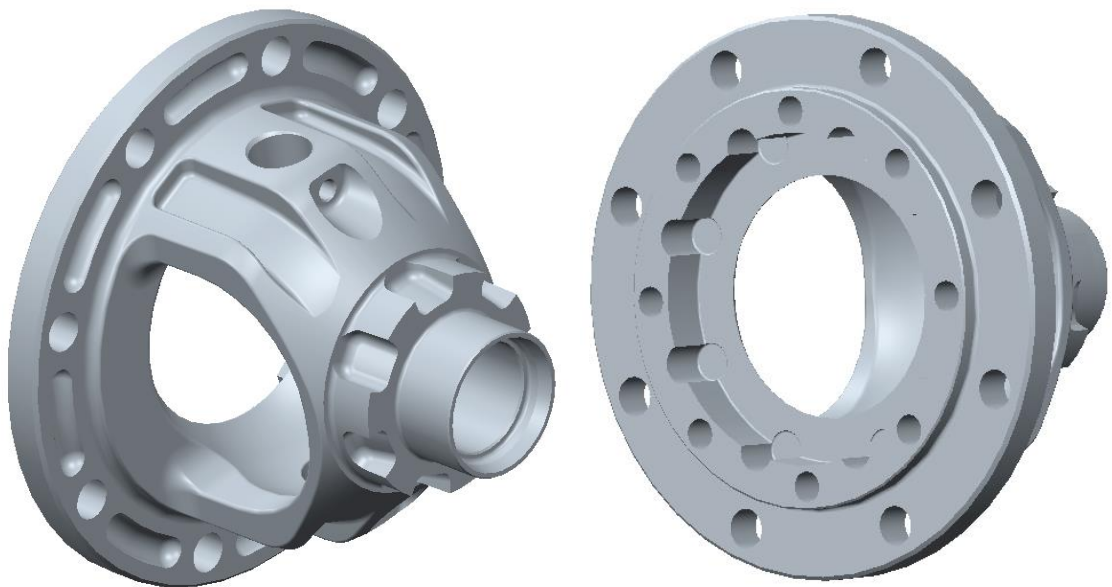
Pro konstrukční návrh samosvorného diferenciálu jsem zvolil aktivní typ diferenciálu s elektrohydraulickým řízením svornosti. Důvodem volby tohoto typu diferenciálu je možnost přizpůsobení charakteristiky svornosti diferenciálu změnou dat uložených v řídicí jednotce bez nutnosti konstrukčních změn, jako v případě pasivních diferenciálů. Další důvodem pro volbu aktivního typu diferenciálu je zvýšení stability jízdy ve spolupráci s dalšími aktivními systémy ve vozidle (ABS, ESP). Při návrhu jsem vycházel ze sériového otevřeného diferenciálu. Samosvorný diferenciál je konstruován s ohledem na případnou sériovou výrobu.

5.3 Tvorba 3D modelu samosvorného diferenciálu

Pro tvorbu 3D modelů jednotlivých součástí jsem použil software Creo Parametric 2.0 od společnosti PTC. Jednotlivé součásti jsem modeloval jako prvky typu *Part* a výsledná sestava je složena jako prvek typu *Assembly*.

5.3.1 Klec diferenciálu

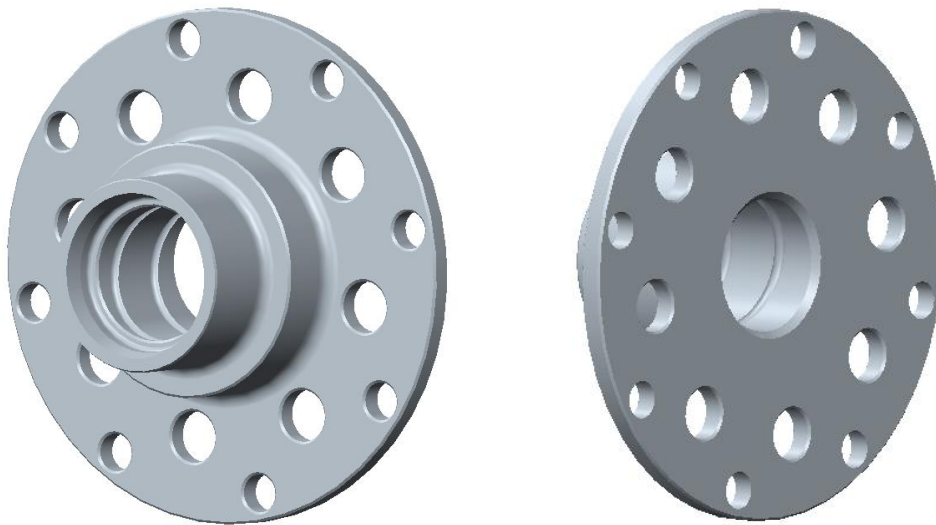
Klec diferenciálu vychází z původního sériového provedení a je konstruována jako odlitek z litiny s kuličkovým grafitem. Levá část původní konstrukce klece diferenciálu je upravena pro zástavbu lamelové spojky



Obr. 5.2: Klec diferenciálu

5.3.2 Víko diferenciálu

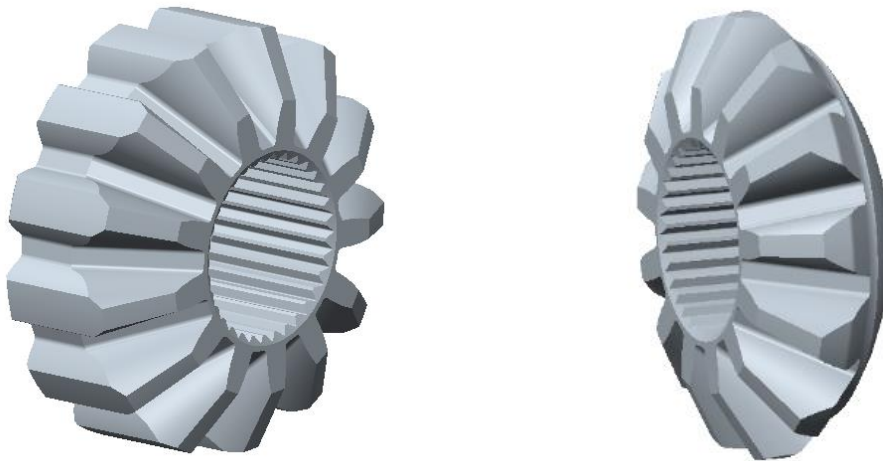
Víko diferenciálu je konstruováno jako ocelový výkovek, který je následně obroben a zušlechtěn. Víko diferenciálu je přišroubováno ke kleci diferenciálu osmi šrouby M8x18 a součásti jsou vůči sobě středěny pomocí kola stálého převodu. Kruhovými otvory prochází výstupky přítlačné desky, které stlačují lamelovou spojku. Proti zadření přírubového hřídele ve víku diferenciálu je vnitřní válcová plocha opatřena mazací drážkou.



Obr. 5.3: Víko diferenciálu

5.3.3 Planetové kolo levého přírubového hřídele

Planetové kolo pro pohon levého přírubového hřídele je opatřeno vnějším drážkováním pro uložení vnitřních lamel spojky. Ozubení kuželového soukolí je shodné s ozubením sériového planetového kola. Z důvodu výběhu nástroje při výrobě vnějšího drážkování je počet drážek shodný s počtem zubů planetového kola. Vnitřní drážkování pro spojení s přírubovým hřídelem je zachováno. Planetové kolo pravého přírubového hřídele zůstalo zachováno v původním provedení.



Obr. 5.4: Planetové kolo levého (vlevo) a pravého přírubového hřídele (vpravo)

5.3.4 Vnitřní a vnější lamely spojky

Průměry vnitřních a vnějších lamel spojky jsou přizpůsobeny rozměrům klece diferenciálu a planetového kola. Jsou použity tři vnitřní a čtyři vnější lamely. Vnitřní lamely jsou opatřeny drážkováním, které odpovídá drážkám planetového kola. Vnější lamely jsou opatřeny půlkruhovými zuby, které odpovídají výřezům v kleci diferenciálu. Všechny lamely jsou ocelové a zušlechtné. Povrch vnějších lamel je broušený a vnitřní lamely jsou povrchově upraveny žárovým nástřikem molybdenu o tloušťce 0,1mm pro zvýšení odolnosti proti opotřebení a vyššímu koeficientu tření oproti dvojici ocel-ocel. Vnější lamela (1) je vložena z důvodu opotřebení klece diferenciálu a případnému rozdílnému koeficientu tření. Vnější lamela (2) má oproti ostatním vnějším lamelám větší tloušťku z důvodu snížení rizika deformace od výstupků přítlačného kotouče.



Obr. 5.5: Sestava vnitřních a vnějších lamel

5.3.5 Příkladný kotouč

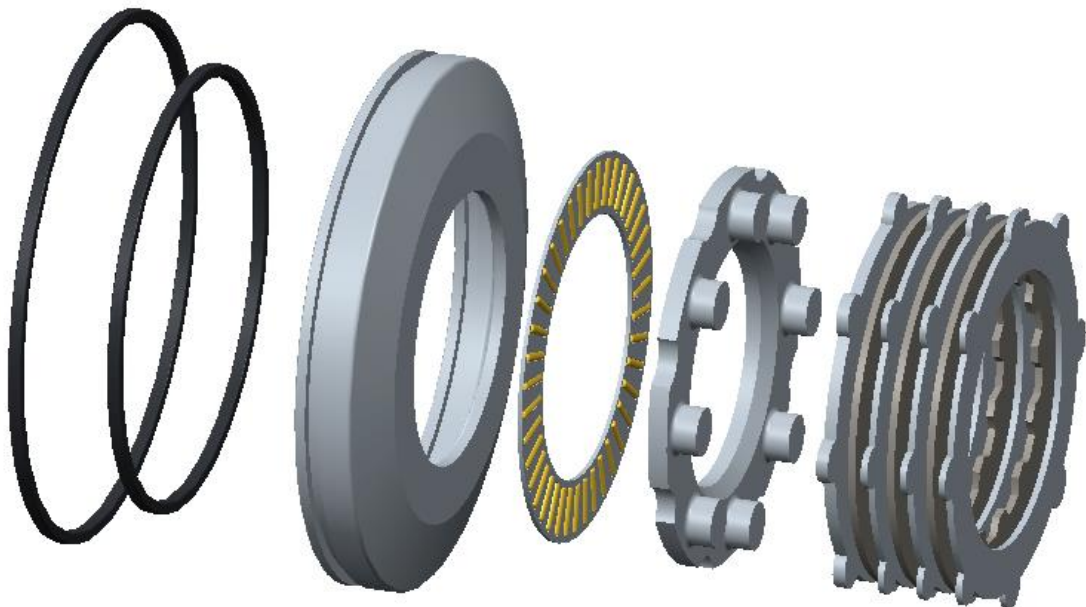
Příkladný kotouč je opatřen válcovými výstupky, které prostupují otvory ve víku diferenciálu a opírají se o vnější lamelu (2). Z druhé strany je přítláčný kotouč opatřen osazením pro uložení klece axiálního ložiska

5.3.6 Axiální jehlové ložisko

Axiální jehlové ložisko je vloženo mezi přítláčný kotouč a píst. Jeho úkolem je přenášet sílu od pístu na rotující přítláčný kotouč.

5.3.7 Píst

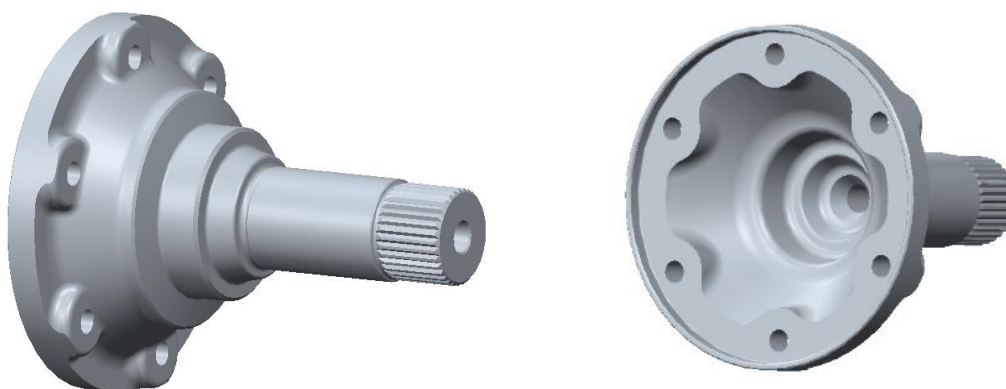
Rozměry pístu jsou přizpůsobeny zástavbovému prostoru skříně převodovky. Válcové plochy pístu jsou opatřeny drážkami pro těsnící kroužky.



Obr. 5.6: Sestava lamelové spojky, přítláčného kotouče, ložiska a pístu

5.3.8 Přírubový hřídel hnacího hřídele levého kola

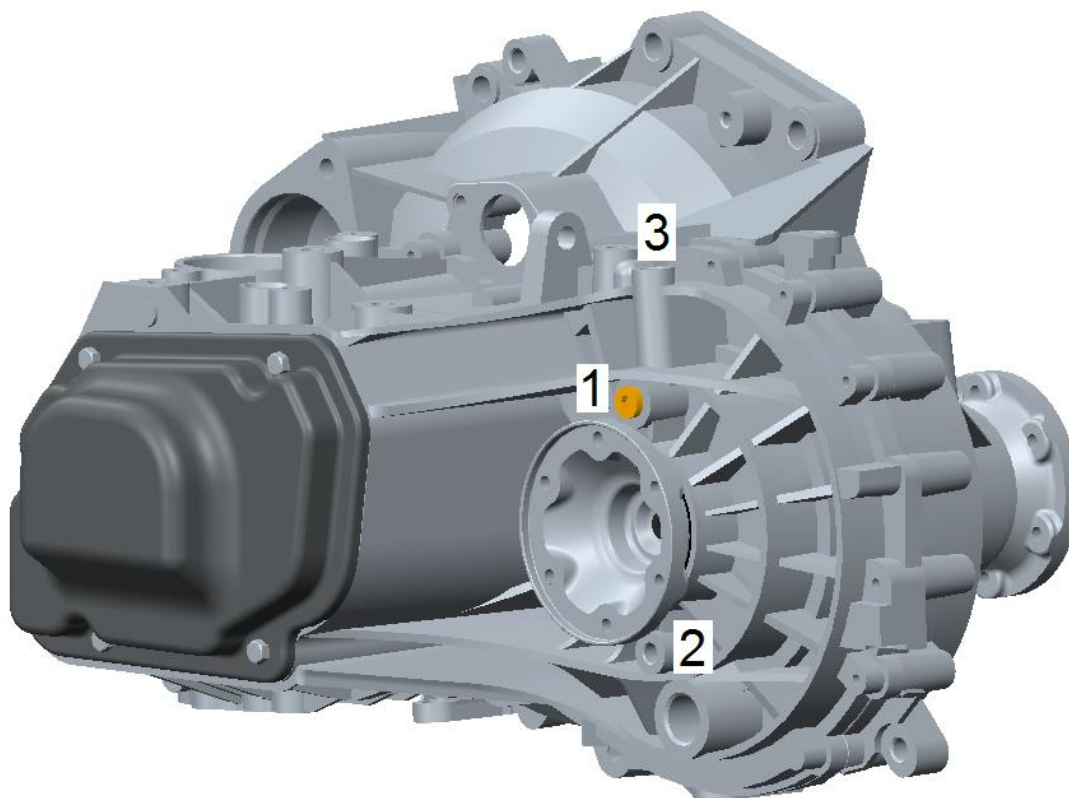
Z důvodu úpravy skříně převodovky a větší vzdálenosti kuželíkových ložisek diferenciálu je levý přírubový hřídel prodloužen.



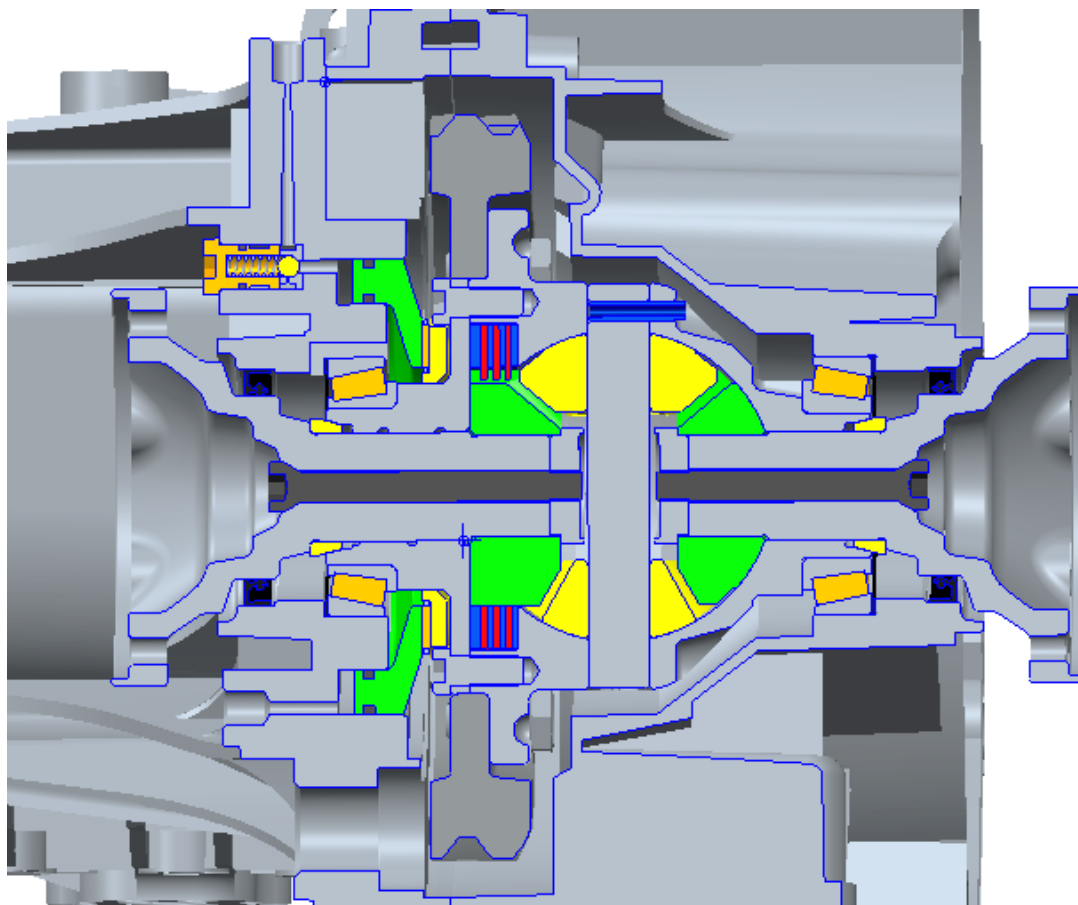
Obr. 5.7: Přírubový hřídel hnacího hřídele levého kola

5.4 Tvorba 3D modelu skříně převodovky

Pro zástavbu navrženého samosvorného diferenciálu bylo nutné upravit skříň převodovky. Na základě změření hlavních rozměrů původní převodovky jsem vymodeloval pomocí softwaru Creo Parametric 2.0 skříň převodovky, skříň spojky a víko převodovky. Ve skříně převodovky je zabudován píst a tlakový pojistný ventil (1). Vstupní otvor (2) pro přívod tlakového oleje je umístěn ve spodní části skříně převodovky. Výstupní otvor (3) pro odvod oleje od pojistného ventilu do nádrže se nachází v horní části skříně převodovky. Skříň spojky zůstala zachována v sériovém provedení.



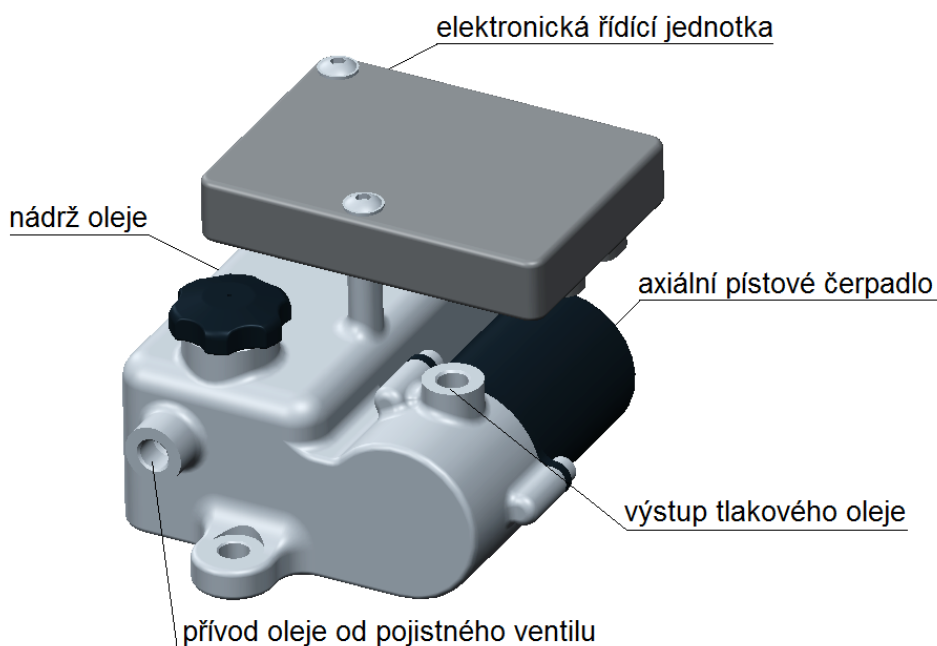
Obr. 5.8: Skříň převodovky



Obr. 5.9: Řez samosvorným diferenciálem

5.5 Modul hydraulického obvodu

Vzhledem k omezenému zástavbovému prostoru čerpadla do skříně převodovky jsem navrhl modul hydraulického obvodu, který se skládá z nádrže hydraulického oleje, elektrického čerpadla a elektronické řídicí jednotky. Použil jsem axiální pístové čerpadlo Haldex s integrovaným odstředivým regulátorem, které se používá u systému VAQ a mezinápravových spojek Haldex 5. generace. Čerpadlo s odstředivým regulátorem je popsáno v kapitole 4.1. Modul by byl propojen se skříní převodovky pomocí ocelového potrubí.



Obr. 5.10: Modul hydraulického obvodu

6 Pevnostní kontrola navrženého samosvorného diferenciálu

6.1 Vstupní parametry

Hodnoty zatížení jsou stanoveny pro automobil Škoda Octavia Combi, což je nejtěžší automobil, u kterého se používá pětistupňová převodovka MQ200.

Parametry vozidla:

Maximální točivý moment motoru:	$M_t = 200 \text{ Nm}$
Celková hmotnost vozidla:	$m_{\text{celk}} = 1817 \text{ kg}$
Zatížení přední nápravy:	$m_p = 1000 \text{ kg}$ (55% m_{celk})
Poloměr kola:	$r_k = 0,316 \text{ m}$ (pneu 205/55 R16)
Převodový poměr 1. rychlostního stupně:	$i_1 = 3,62$
Převodový poměr stálého převodu:	$i_{\text{sp}} = 4,059$

Ostatní parametry:

Součinitel adheze:	$\mu_v = 0,8$ (suchý beton)
Gravitační zrychlení:	$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

6.2 Výpočet zatížení klece diferenciálu od sil působících v záběru soukolí stálého převodu

Pro stanovení silových poměrů v záběru soukolí stálého převodu jsem navrhl pomocí softwaru Autodesk Inventor Professional 2014 soukolí pro danou osovou vzdálenost a počty zubů pastorku a kola stálého převodu. Při návrhu jsem použil korekci ozubení pro vyrovnání měrných skluzů. Parametry navrženého soukolí jsou uvedeny v tabulce.

Tab. 1: Tabulka parametrů soukolí stálého převodu

převodový poměr	i_{sp} [-]	4,059
počet zubů pastorku	z_1 [-]	17
počet zubů kola	z_2 [-]	69
osová vzdálenost	a [mm]	120
modul	m [mm]	2,5
úhel záběru	α_n [°]	20
úhel sklonu zubů	β [°]	25
součinitel trvání záběru	ε [-]	2,9346
hlavový průměr pastorku	d_{a1} [mm]	53,820
roztečný průměr pastorku	d_1 [mm]	46,894
patní průměr pastorku	d_{f1} [mm]	42,667
hlavový průměr kola	d_{a2} [mm]	196,083
roztečný průměr kola	d_2 [mm]	190,333
patní průměr kola	d_{f2} [mm]	184,930

Výpočet hnací síly z točivého momentu motoru:

$$F_k = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_m \cdot i_1 \cdot i_{sp} \cdot \eta_{mech}}{r_k} \quad (7)$$

$$F_k = \frac{200 \cdot 3,62 \cdot 4,056 \cdot 0,95}{0,316} = 8828 \text{ N} \quad (8)$$

Výpočet maximální hnací síly, kterou můžeme přenést na vozovku:

$$H_{Kmax} = m_p \cdot g \cdot \mu_v \quad (9)$$

$$H_{Kmax} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,8 = 7848 \text{ N} \quad (10)$$

Výpočet maximálního momentu na kolech přední nápravy resp. na kleci diferenciálu:

$$M_{PN} = M_{KLEC} = H_{Kmax} \cdot r_k \quad (11)$$

$$M_{KLEC} = 7848 \cdot 0,316 = 2480 \text{ Nm} \quad (12)$$

Výpočet tečné síly v záběru soukolí stálého převodu:

$$F_{tsp} = \frac{2 \cdot M_{KLEC}}{d_2} \quad (13)$$

$$F_{tsp} = \frac{2 \cdot 2480}{190,333 \cdot 10^{-3}} = 26060 \text{ N} \quad (14)$$

Výpočet radiální síly v záběru soukolí stálého převodu:

$$F_{rsp} = \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha_n \quad (15)$$

$$F_{rsp} = \frac{26060}{\cos 25^\circ} \cdot \tan 20^\circ = 10466 \text{ N} \quad (16)$$

Axiální síla v záběru soukolí stálého převodu:

$$F_{asp} = F_t \cdot \tan \beta \quad (17)$$

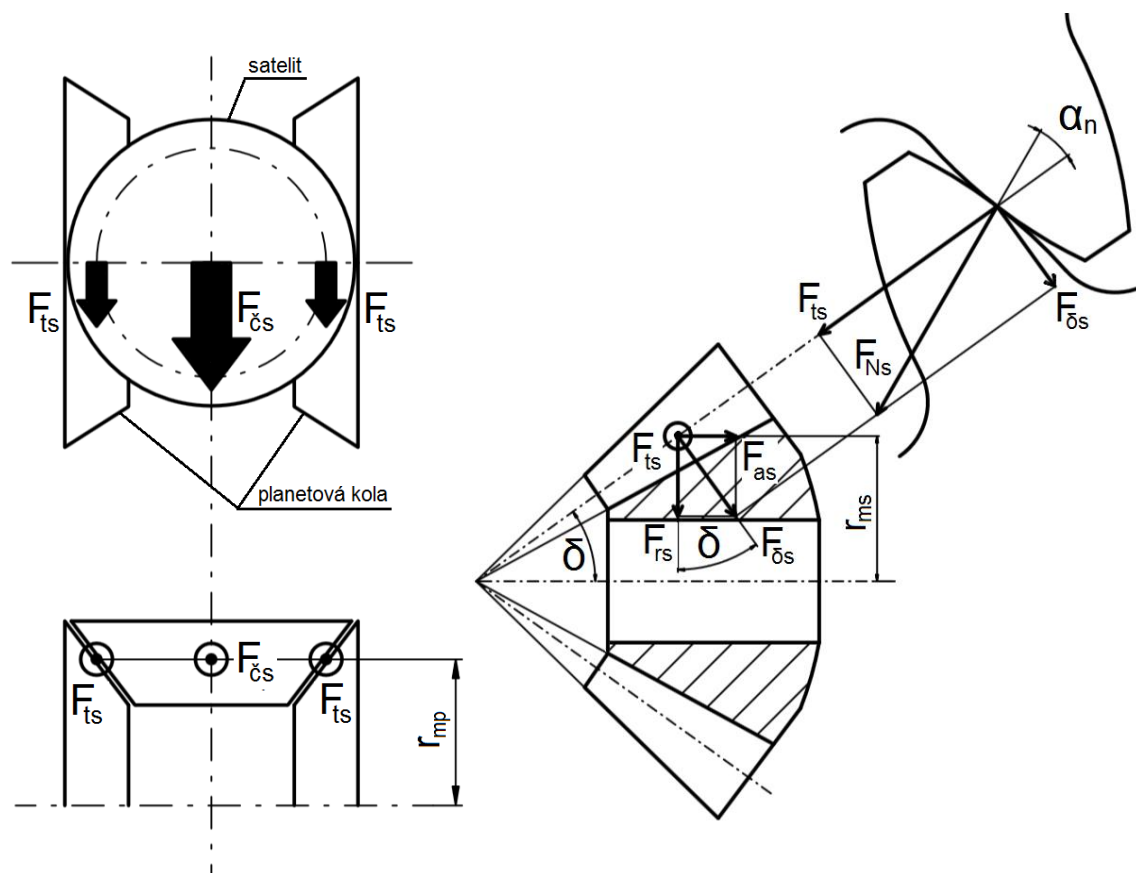
$$F_{asp} = 26060 \cdot \tan 25^\circ = 12152 \text{ N} \quad (18)$$

6.3 Výpočet silových poměrů v kuželovém soukolí diferenciálu

Pro stanovení silových poměrů v kuželovém soukolí diferenciálu jsem navrhl pomocí softwaru Autodesk Inventor Professional 2014 soukolí pro dané počty zubů. Parametry navrženého soukolí jsou uvedeny v tabulce.

Tab. 2: Tabulka parametrů kuželového soukolí diferenciálu

počet zubů planetového kola	z_p [-]	13
počet zubů satelitu	z_s [-]	10
počet satelitů	i_s [-]	2
převodový poměr	i_{ks} [-]	1,3
modul	m_e [mm]	4,5
úhel záběru	α_n [°]	20
roztečný průměr planetového kola	d_p [mm]	58,500
roztečný průměr satelitu	d_s [mm]	45,000
úhel roztečného kužele	δ [°]	37,569
šířka ozubení	b [mm]	15
střední poloměr planetového kola	r_{mp} [mm]	24,677
střední poloměr satelitu	r_{ms} [mm]	17,927



Obr. 6.1: Silové poměry v kuželovém soukolí diferenciálu

Výpočet tečné síly na čepu satelitu:

$$F_{\check{c}s} = \frac{M_{KLEC}}{i_s \cdot r_{mp}} \quad (19)$$

$$F_{\check{c}s} = \frac{2480}{2 \cdot 24,677 \cdot 10^{-3}} = 50250 \text{ N} \quad (20)$$

Výpočet tečné síly na satelitu:

$$F_{ts} = \frac{F_{\check{c}s}}{2} \quad (21)$$

$$F_{ts} = \frac{50250}{2} = 25125 \text{ N} \quad (22)$$

Výpočet normálové síly na satelitu:

$$F_{Ns} = \frac{F_{ts}}{\cos \alpha_n} \quad (23)$$

$$F_{Ns} = \frac{25125}{\cos 20^\circ} = 26738 \text{ N} \quad (24)$$

Výpočet radiální síly na satelitu:

$$F_{rs} = F_{ts} \cdot \tan \alpha_n \cdot \cos \delta \quad (25)$$

$$F_{rs} = 25125 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 37,569^\circ = 7248 \text{ N} \quad (26)$$

Výpočet axiální síly na satelitu:

$$F_{as} = F_{ts} \cdot \tan \alpha_n \cdot \sin \delta \quad (27)$$

$$F_{as} = 25125 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 37,569^\circ = 5576 \text{ N} \quad (28)$$

Pro složky sil na planetovém kole platí:

$$F_{tp} = F_{ts} \quad (29)$$

$$F_{Np} = F_{Ns} \quad (30)$$

$$F_{rp} = F_{as} \quad (31)$$

$$F_{ap} = F_{rs} \quad (32)$$

Výpočet celkové axiální síly na satelitu:

$$F_{cas} = 2 \cdot F_{as} \quad (33)$$

$$F_{cas} = 2 \cdot 5576 = 11152 \text{ N} \quad (34)$$

Výpočet celkové axiální síly na planetovém kole:

$$F_{cap} = 2 \cdot F_{ap} \quad (35)$$

$$F_{cap} = 2 \cdot 7248 = 14496 \text{ N} \quad (36)$$

6.4 Výpočet zatížení klece diferenciálu od lamelové spojky

Tab. 3: Tabulka parametrů lamelové spojky

vnější průměr lamel	d_{s2} [mm]	85
vnitřní průměr lamel	d_{s1} [mm]	63
střední poloměr spojky	r_s [mm]	37,273
koeficient tření	f [-]	0,15
počet třecích ploch	i [-]	6
maximální tlak oleje	p [MPa]	4,4
vnější průměr pístu	D [mm]	120
vnitřní průměr pístu	d [mm]	96
plocha pístu	S [mm ²]	4071,5
maximální přitlačná síla	F [N]	17915
maximální třecí moment	M_T [Nm]	601

Výpočet axiální síly od pístu:

$$F = p \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (37)$$

$$F = 4,4 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi}{4} (0,12^2 - 0,096^2) = 17915 \text{ N} \quad (38)$$

Výpočet středního poloměru spojky:

$$r_s = \frac{2}{3} \left(\frac{r_{s2}^3 - r_{s1}^3}{r_{s2}^2 - r_{s1}^2} \right) \quad (39)$$

$$r_s = \frac{2}{3} \left(\frac{42,5^3 - 31,5^3}{42,5^2 - 31,5^2} \right) = 37,273 \text{ mm} \quad (40)$$

Výpočet třecího momentu na vnější lamle (1):

$$M_{T1} = F \cdot f \cdot i \cdot r_s \quad (41)$$

$$M_{T1} = 17915 \cdot 0,15 \cdot 1 \cdot 37,273 \cdot 10^{-3} = 100 \text{ Nm} \quad (42)$$

Výpočet třecího momentu na vnějších lamelách:

$$M_{T2} = F \cdot f \cdot i \cdot r_s \quad (43)$$

$$M_{T2} = 17915 \cdot 0,15 \cdot 2 \cdot 37,273 \cdot 10^{-3} = 200 \text{ Nm} \quad (44)$$

Výpočet třecího momentu na přitlačné vnější lamle (2):

$$M_{T3} = F \cdot f \cdot i \cdot r_s \quad (45)$$

$$M_{T3} = 17915 \cdot 0,15 \cdot 1 \cdot 37,273 \cdot 10^{-3} = 100 \text{ Nm} \quad (46)$$

6.5 Materiálové vlastnosti

6.5.1 Materiálové vlastnosti klece diferenciálu

Klec diferenciálu je konstruována jako odlitek z litiny s kuličkovým grafitem s označením dle EN GJS-500-7.

Pro pevnostní výpočet metodou konečných prvků je potřeba zadat hodnoty:

Mez kluzu v tahu: $R_{p0.2} = 320 \text{ MPa}$

Mez pevnosti v tahu: $R_m = 500 \text{ MPa}$

Youngův modul pružnosti v tahu: $E = 175 \text{ GPa}$

Poissonova konstanta: $\mu = 0,18$

Měrná hustota: $\rho = 7200 \text{ kg/m}^3$

6.5.2 Materiálové vlastnosti víka diferenciálu

Víko diferenciálu je konstruováno jako výkovek z oceli s označením dle ČSN 14220. Po obrobení bude víko zušlechtěno cementováním a následným kalením.

Pro pevnostní výpočet metodou konečných prvků je potřeba zadat hodnoty:

Mez kluzu v tahu: $R_e = 600 \text{ MPa}$

Mez pevnosti v tahu: $R_m = 790 \text{ MPa}$

Youngův modul pružnosti v tahu: $E = 210 \text{ GPa}$

Poissonova konstanta: $\mu = 0,3$

Měrná hustota: $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

6.6 Pevnostní výpočet pomocí metody konečných prvků

Pevnostní výpočet byl proveden pomocí programu Creo Parametric 2.0 - ProMechanica. Pro pevnostní výpočet jsem vytvořil sestavu, u které jsou definovány vazby mezi jednotlivými díly včetně šroubových spojů víka a klece diferenciálu a kola stálého převodu a klece diferenciálu. Při výpočtu jsem použil automatický generátor sítě a typ řešiče *Single-Pass-Adaptive*.

6.6.1 Přehled zatěžujících sil a momentů

Sestava je zatížena:

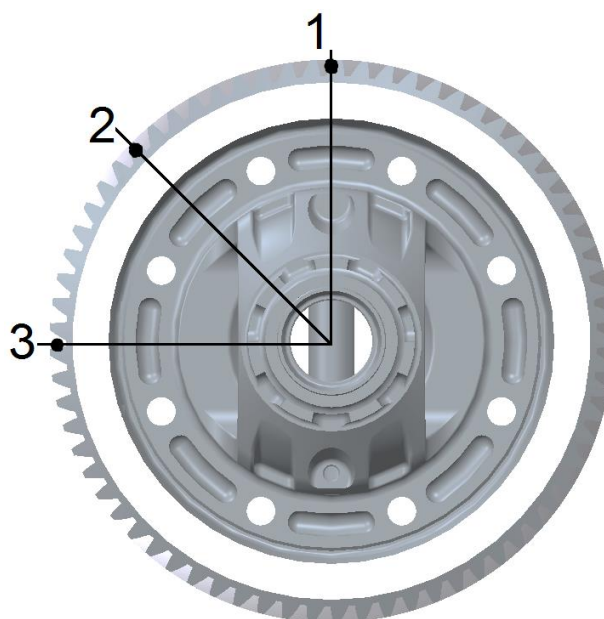
Celkovými axiálními silami na satelitech:	$F_{cas} = 11152 \text{ N}$
Celkovými axiálními silami na planetových kolech:	$F_{cap} = 14496 \text{ N}$
Tečnou silou v záběru soukolí stálého převodu:	$F_{tsp} = 26060 \text{ N}$
Radiální silou v záběru soukolí stálého převodu:	$F_{rsp} = 10466 \text{ N}$
Axiální silou v záběru soukolí stálého převodu:	$F_{asp} = 12152 \text{ N}$
Axiální silou od pístu:	$F = 17915 \text{ N}$
Třecím momentem na vnější lamelé (1):	$M_{T1} = 100 \text{ Nm}$
Třecím momentem na vnější lamelách:	$M_{T2} = 200 \text{ Nm}$
Třecím momentem na vnější přitlačné lamelé (2):	$M_{T3} = 100 \text{ Nm}$

6.6.2 Uložení sestavy

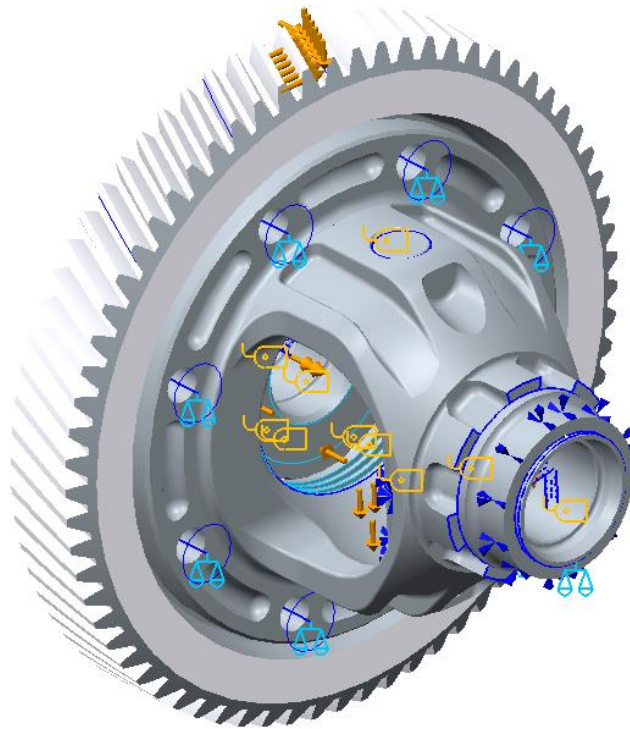
Soustava je rotačně uložena na vnitřních kroužcích kuželíkových ložisek, posuvy kroužků jsou zamezeny. Čep satelitů je vetknutý v plochách dotyku se satelity.

6.6.3 Zatěžující stavy

Z důvodu nesymetrie úlohy je sestava postupně zatěžována ve třech stavech podle polohy záběrového bodu soukolí stálého převodu.

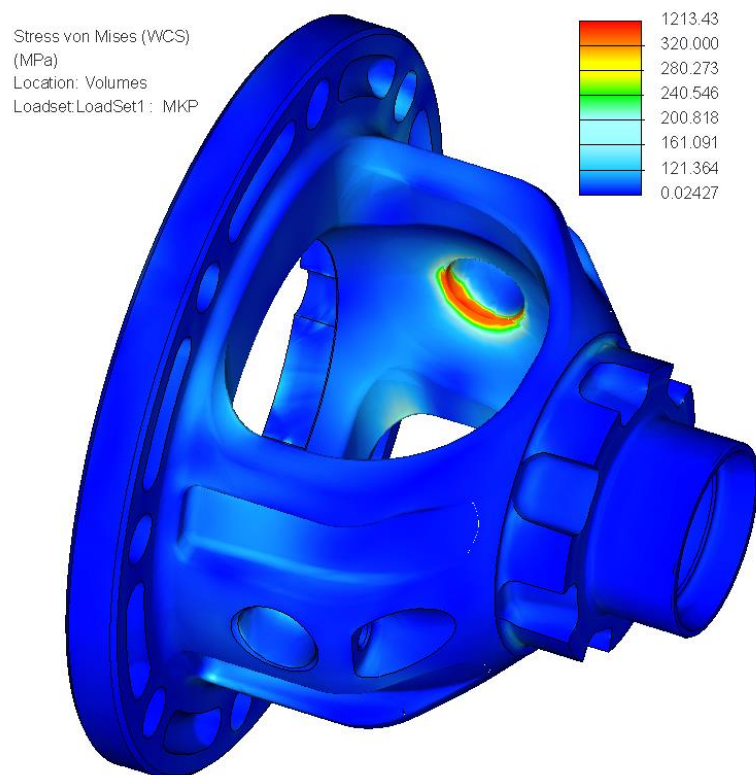


Obr. 6.2: Zatěžující stavy

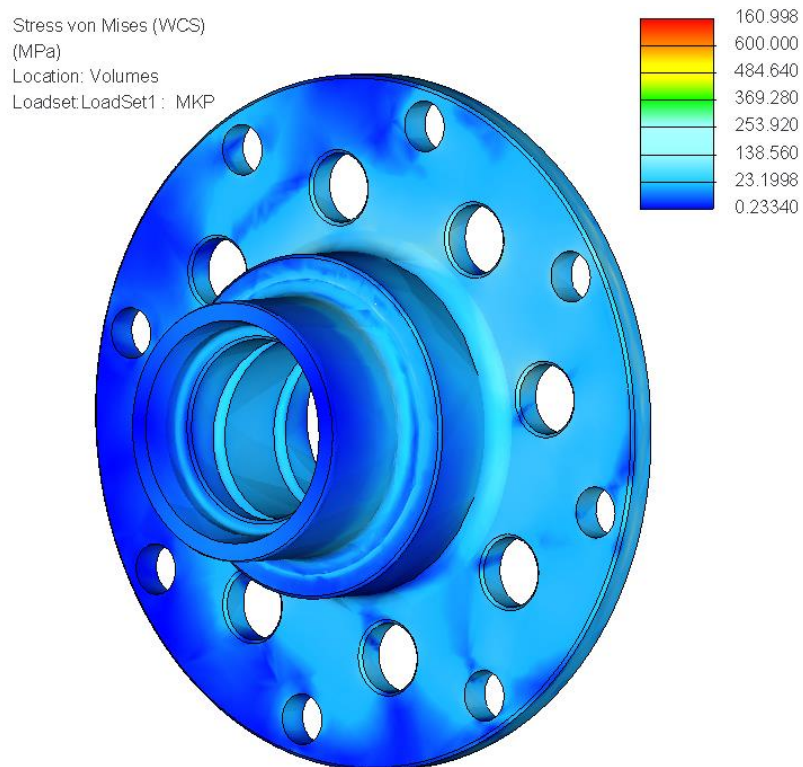


Obr. 6.3: Zatížení a uložení sestavy pro první zatěžující stav

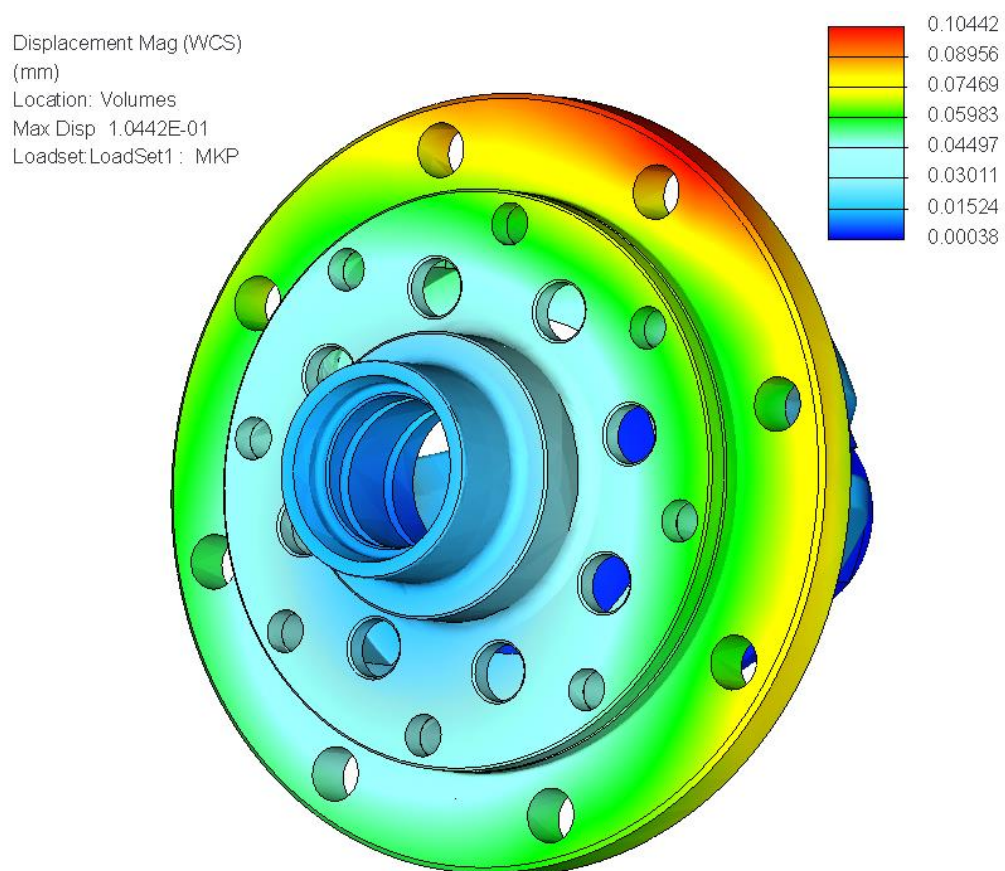
6.6.4 Výsledky pevnostního výpočtu MKP pro první zatěžující stav



Obr. 6.4: Redukované napětí klece diferenciálu podle HMM pro první zatěžující stav



Obr. 6.5: Redukované napětí víka diferenciálu podle HMH pro první zatěžující stav



Obr. 6.6: Deformace klece a víka diferenciálu pro první zatěžující stav

6.6.5 Zhodnocení výsledků pevnostního výpočtu MKP

Z výsledků pevnostního výpočtu (Obr. 6.4) je možno vidět, že u klece diferenciálu je překročena hodnota dovoleného napětí na vnitřním okraji otvoru pro uložení čepu satelitu. Jelikož je hodnota napětí meze kluzu překročena v místě styku dvou ploch, materiál v tomto místě lokálně zplastizuje a dojde k poklesu napětí pod hodnotu meze kluzu. V praxi je možno tuto oblast rozpoznat podle otláčeného povrchu. Kritické místo a jeho okolí je shodné s původní konstrukcí a nebylo upravováno. Je nutné si uvědomit, že specifikace podmínek kontaktu nemůže být při simulaci v programu plně shodná s realitou. Výpočet byl proveden pro maximální hodnoty zatížení, které by mohli při provozu nastat. Při jízdě však dochází k odlehčování přední nápravy automobilu, čímž klesá hodnota maximálního točivého momentu, který je možno přenést na vozovku. Poklesem hodnoty maximálního točivého momentu se sníží velikosti sil působících v záběru soukolí stálého převodu a v kuželovém soukolí diferenciálu. Při výpočtu zatěžujících sil a momentů nebylo uvažováno s odlehčováním přední nápravy. Další vliv na velikosti zatěžujících sil má geometrie soukolí stálého převodu a kuželového soukolí diferenciálu, která nemusí odpovídat skutečným hodnotám. Výsledky pevnostního výpočtu dále ukazují, že navržené víko diferenciálu pro vypočítané hodnoty zatížení vyhovuje (Obr. 6.5). Deformace klece a víka diferenciálu (Obr. 6.6) je způsobena převážně axiální silou v záběru soukolí stálého převodu. Výsledky pevnostních výpočtů pro ostatní zatěžující stavy jsou uvedeny v přílohách. Cílem pevnostního výpočtu bylo ověření, zda zástavba lamelové spojky ovlivní pevnost klece diferenciálu, která vychází z původní konstrukce. Výpočet ukazuje, že zástavba lamelové spojky neovlivní pevnost klece diferenciálu.

7 Závěr

Předmětem této diplomové práce byl konstrukční návrh samosvorného diferenciálu pro vybranou převodovku osobního automobilu. První část je zaměřena na popis současných koncepcí samosvorných diferenciálů, které se používají v osobních automobilech. Samosvorné diferenciály jsou rozděleny na dvě hlavní skupiny pasivní a aktivní, které se dále dělí podle konkrétní konstrukce. Pro každý typ samosvorného diferenciálu je vysvětlena jeho funkce. Pasivní diferenciály se v současné době používají především u závodních automobilů v případech, kdy technické předpisy neumožňují použít aktivní diferenciál a dále se používají u některých sportovních verzí osobních automobilů. V současnosti se stále více v osobních automobilech uplatňují aktivní diferenciály. Jejich nespornou výhodou je možnost řízení jejich funkce podle okamžité jízdní situace a tím zlepšit jízdní vlastnosti a zvýšit bezpečnost jízdy. Proto je rešeršní část převážně zaměřena na aktivní diferenciály. Podrobně je popsán nejnovější aktivní systém VAQ včetně funkce hydraulického čerpadla s odstředivým regulátorem tlaku. Pro konstrukční návrh samosvorného diferenciálu jsem si vybral převodovku MQ200, která se používá u vozidel koncernu Volkswagen, a zvolil jsem konstrukci aktivního diferenciálu s elektrohydraulickým řízením svornosti. Jako zdroj tlaku oleje jsem použil hydraulické čerpadlo systému VAQ. Zástavba tohoto čerpadla do skříně převodovky by znamenala její značnou úpravu, proto jsem navrhl modul hydraulického obvodu, který je umístěn v blízkosti převodové skříně. Zástavba pístu vyžadovala úpravu převodové skříně, avšak tato úprava se výrazně neliší od původní konstrukce. Samotná konstrukce samosvorného diferenciálu vychází z původní konstrukce otevřeného diferenciálu a využívá několik původních, sériově vyráběných dílů. Nové díly byly konstruovány s ohledem na případnou sériovou výrobu. Poslední část této diplomové práce se zabývá pevnostní kontrolou navrženého samosvorného diferenciálu. Pro pevnostní kontrolu byla vybrána klec a víko diferenciálu a cílem bylo zjistit, zda zástavba lamelové spojky do klece diferenciálu neovlivní její pevnost. Pevnostní kontrole předcházely výpočet zatěžujících sil a momentů, které na klec a víko diferenciálu působí. Výsledky pevnostního výpočtu ukázaly, že zástavba lamelové spojky neovlivnila pevnost klece diferenciálu. Pro vybrané díly navrženého samosvorného diferenciálu byla zhotovena výkresová dokumentace, která je součástí této diplomové práce.

Seznam použitých zdrojů

- /1/ ACHTENOVÁ, Gabriela – TŮMA, Vlastislav: Vozidla s pohonem všech kol. 1. vyd. Praha: BEN – technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7
- /2/ VLK, František: Převodová ústrojí motorových vozidel. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 312 s. ISBN 80-238-5275-2
- /3/ PEŠÍK, Lubomír: Části strojů 2.díl, Liberec: TUL, 2010. ISBN 978-80-7372-574-7
- /4/ Schéma kuželového samosvorného diferenciálu s lamelovými spojkami [online]. [cit. 2015-03-05]. Dostupné z: http://club4ag.com/faq_and_tech_pages/limited_slips_differential_101.htm
- /5/ Kuželový samosvorný diferenciál s lamelovými spojkami (Limited Slip Differential) [online]. [cit. 2015-03-05]. Dostupné z: <http://www.gkn.com/driveline/our-solutions/trans-axle-solutions/limited-slip-and-locking-differentials/Pages/multi-plate-lsd.aspx>
- /6/ Audi - crown gear center differential [online]. [cit. 2015-03-10]. Dostupné z: <http://www.audiworld.com/articles/audi-quattro-the-next-generation>
- /7/ Torsen typ A [online]. [cit. 2015-03-18]. Dostupné z: <http://blogs.youwheel.com/2014/04/04/luxury-sedan-awd-system-review-part-2/>
- /8/ Torsen typ B [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.gkn.com/driveline/our-solutions/trans-axle-solutions/limited-slip-and-locking-differentials/Pages/helical-lsd.aspx>
- /9/ Torsen typ C [online]. [cit. 2015-03-24]. Dostupné z: <http://www.awdwiki.com/en/torsen/>
- /10/ Volkswagen VAQ [online]. [cit. 2015-03-28]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/vw-vaq-haldex-mezi-prednimi-koly-83999>
- /11/ BMW Active M differential [online]. [cit. 2015-04-03]. Dostupné z: <http://www.bimmerfile.com/2011/09/28/the-active-m-differential-in-detail/>
- /12/ BMW Dynamic Performance Control [online]. [cit. 2015-04-08]. Dostupné z: <http://www.bmwstyle.ru/8-bmw-world/281-bmw-docs/282-bmw-x6-testdrive.html>
- /13/ Audi Sportdifferenzial [online]. [cit. 2015-04-13]. Dostupné z: http://www.autorevue.cz/Client.Gallery/show.aspx?id_file=370103749&article=22667
- /14/ Mitsubishi Super-Active Yaw Control [online]. [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: <http://www.lancerregister.com/showthread.php?t=132323>

- /15/ Mitsubishi Super-Active Yaw Control [online]. [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: <http://autofun.blesk.cz/pod-lupou-mitsubishi-lancer-evo-x-vysoke-napeti-147/fotky/31/>
- /16/ Subaru DCCD (Driver Control Center Differential) [online]. [cit. 2015-04-03]. Dostupné z: http://www.motortrend.com/auto_news/112_0710_2008_subaru_impreza_wrx_sti_tokyo/photo_05.html
- /17/ Schéma převodovky MQ200 [online]. [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: <http://skoda-fabia-israel.blogspot.cz/2011/02/img-gearbox-aggregate-assignment-ratios.html>
- /18/ PDF soubor Selbststudienprogramm VW Golf VII 2013, Volkswagen AG

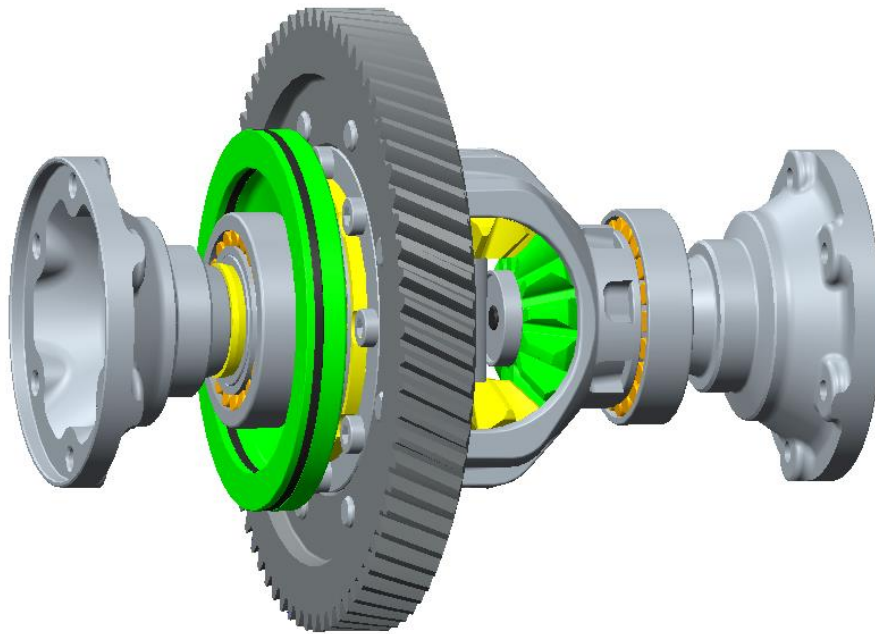
Seznam příloh

- Příloha 1 Sestava 3D modelu samosvorného diferenciálu (pohled 1)
- Příloha 2 Sestava 3D modelu samosvorného diferenciálu (pohled 2)
- Příloha 3 Zatížení a uložení sestavy pro druhý zatěžující stav
- Příloha 4 Zatížení a uložení sestavy pro třetí zatěžující stav
- Příloha 5 Řez kritickým místem pro první zatěžující stav (1)
- Příloha 6 Řez kritickým místem pro první zatěžující stav (2)
- Příloha 7 Redukované napětí klece diferenciálu podle HMM pro druhý zatěžující stav
- Příloha 8 Redukované napětí klece diferenciálu podle HMM pro třetí zatěžující stav
- Příloha 9 Deformace klece a víka diferenciálu pro druhý zatěžující stav (pohled 1)
- Příloha 10 Deformace klece a víka diferenciálu pro druhý zatěžující stav (pohled 2)
- Příloha 11 Deformace klece a víka diferenciálu pro třetí zatěžující stav (pohled 1)
- Příloha 12 Deformace klece a víka diferenciálu pro třetí zatěžující stav (pohled 2)

Seznam výkresové dokumentace

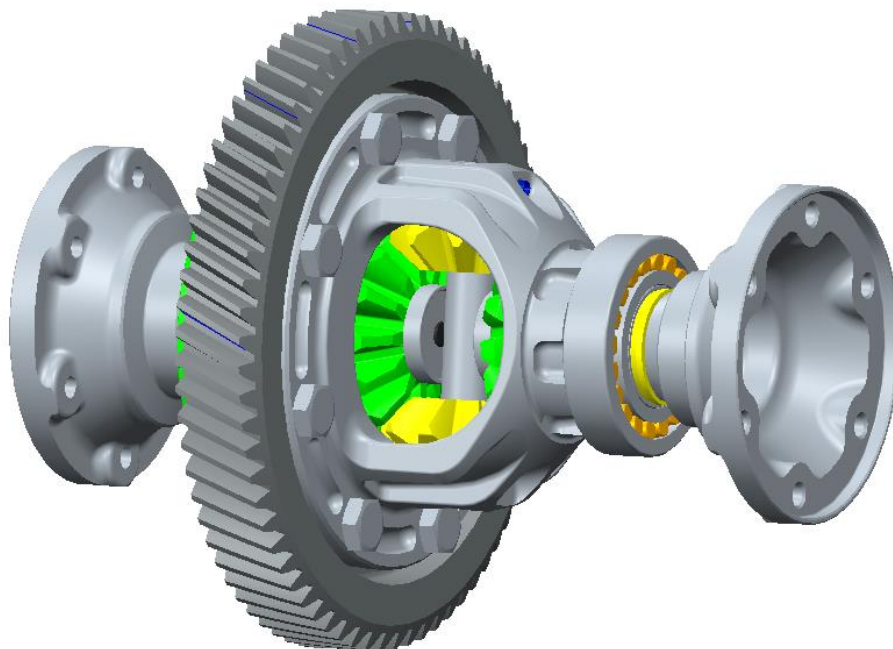
Číslo výkresu	Název
KVM-DP-698-01	sestava
KVM-DP-698-01-01	klec diferenciálu
KVM-DP-698-01-02	víko diferenciálu
KVM-DP-698-01-03	vnější lamela
KVM-DP-698-01-04	vnější lamela (2)
KVM-DP-698-01-05	vnitřní lamela
KVM-DP-698-01-06	přítlačný kotouč
KVM-DP-698-01-07	píst

Příloha 1



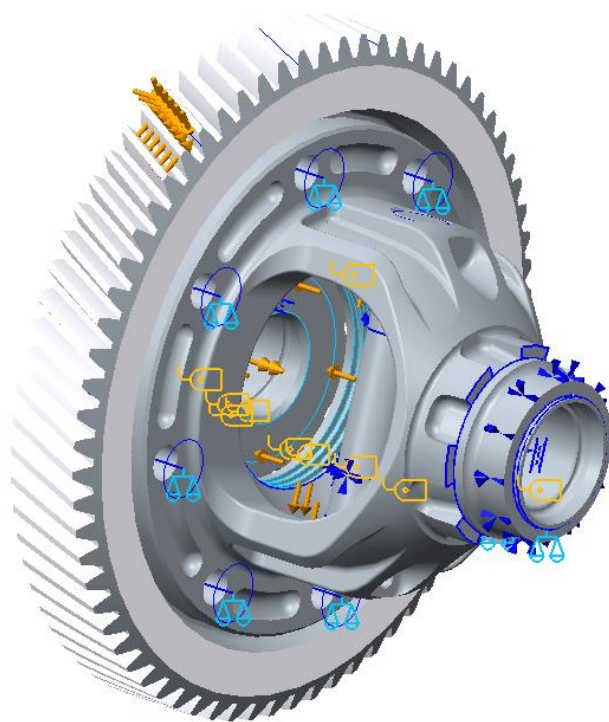
Sestava 3D modelu samosvorného diferenciálu (pohled 1)

Příloha 2



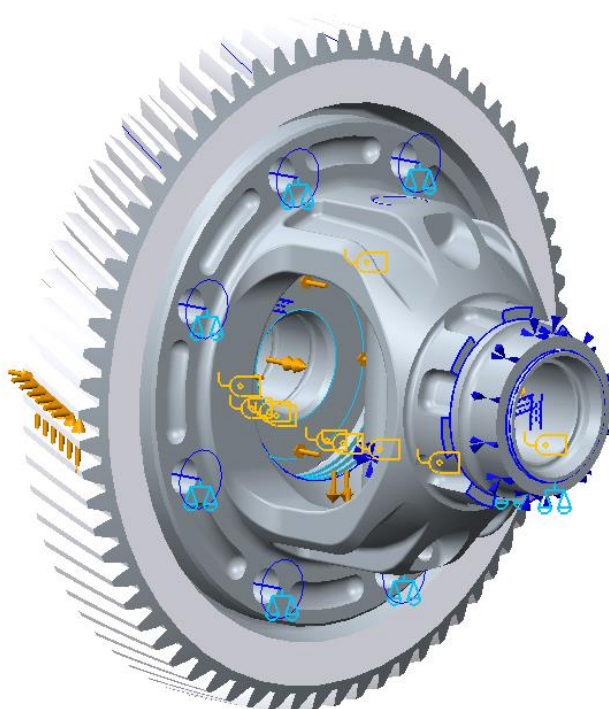
Sestava 3D modelu samosvorného diferenciálu (pohled 2)

Příloha 3



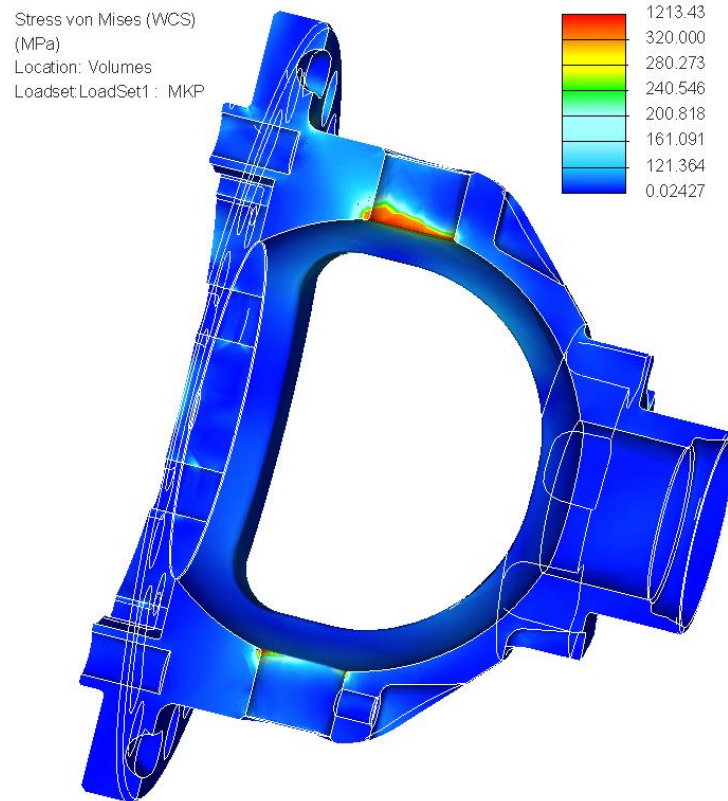
Zatížení a uložení sestavy pro druhý zatěžující stav

Příloha 4



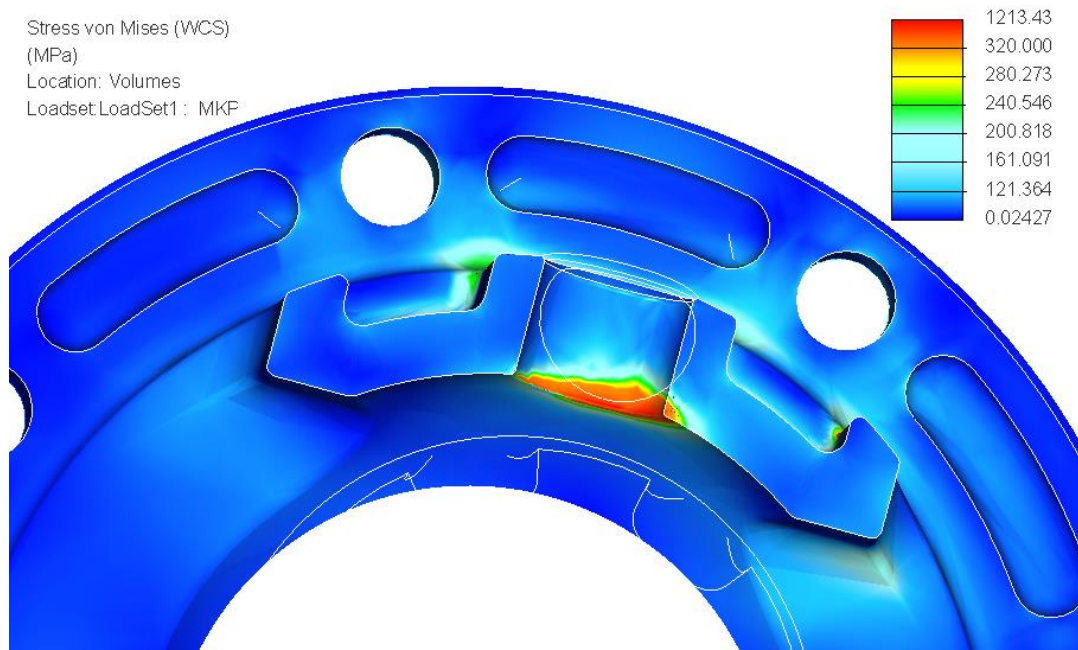
Zatížení a uložení sestavy pro třetí zatěžující stav

Příloha 5



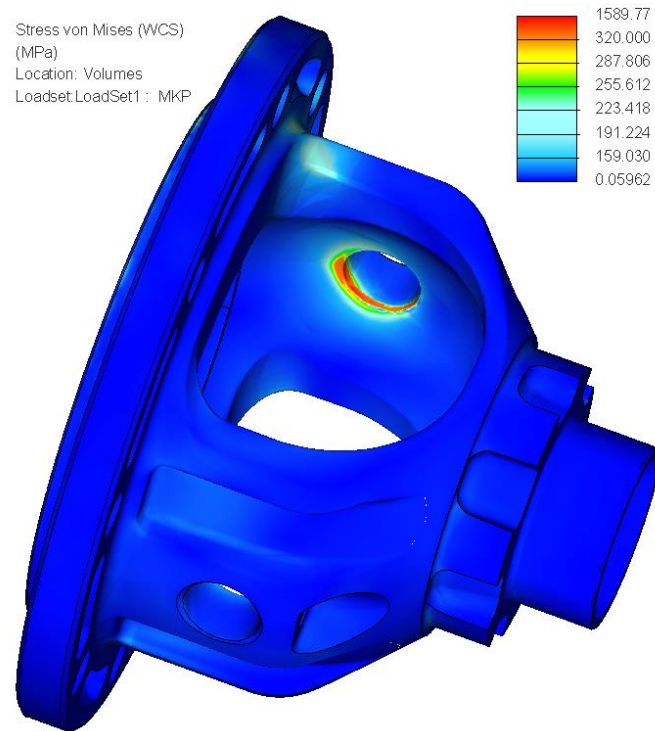
Řez kritickým místem pro první zatěžující stav (1)

Příloha 6



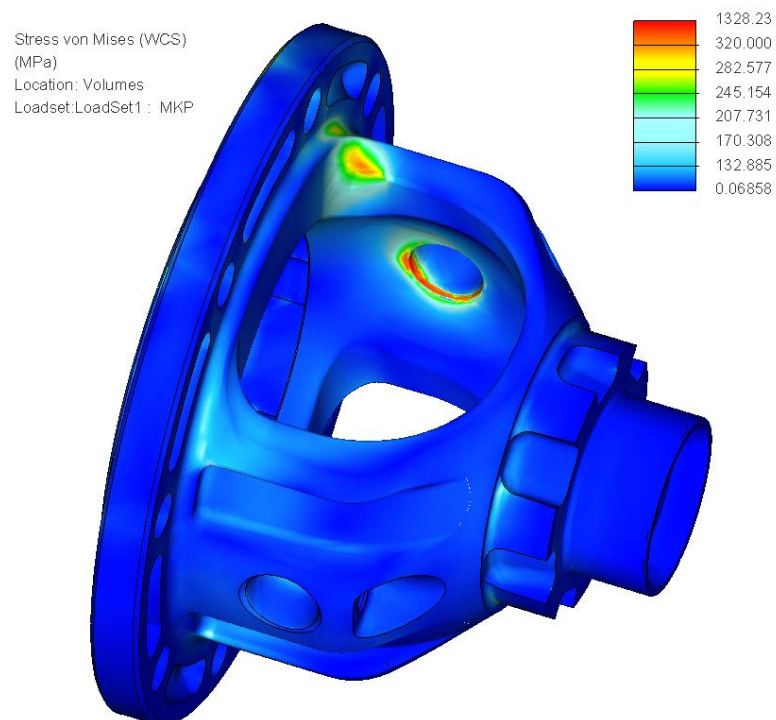
Řez kritickým místem pro první zatěžující stav (2)

Příloha 7



Redukované napětí klece diferenciálu podle HMH pro druhý zatěžující stav

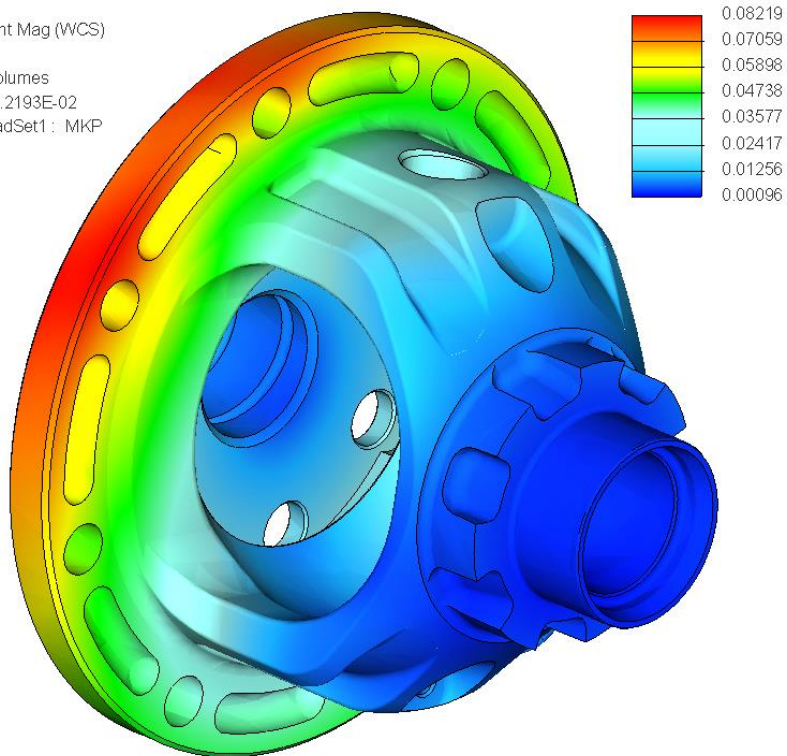
Příloha 8



Redukované napětí klece diferenciálu podle HMH pro třetí zatěžující stav

Příloha 9

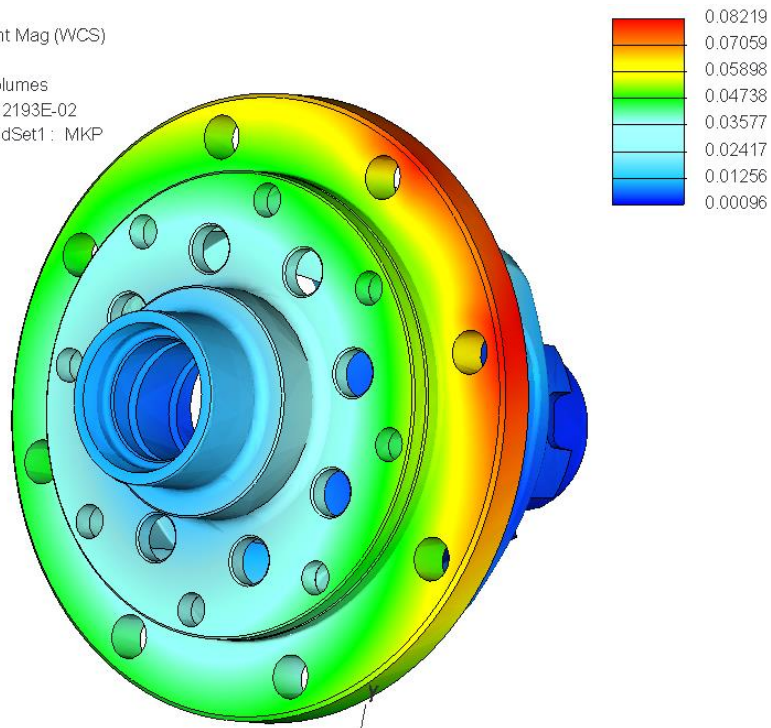
Displacement Mag (WCS)
(mm)
Location: Volumes
Max Disp 8.2193E-02
Loadset: LoadSet1 : MKP



Deformace klece a víka diferenciálu pro druhý zatěžující stav (pohled 1)

Příloha 10

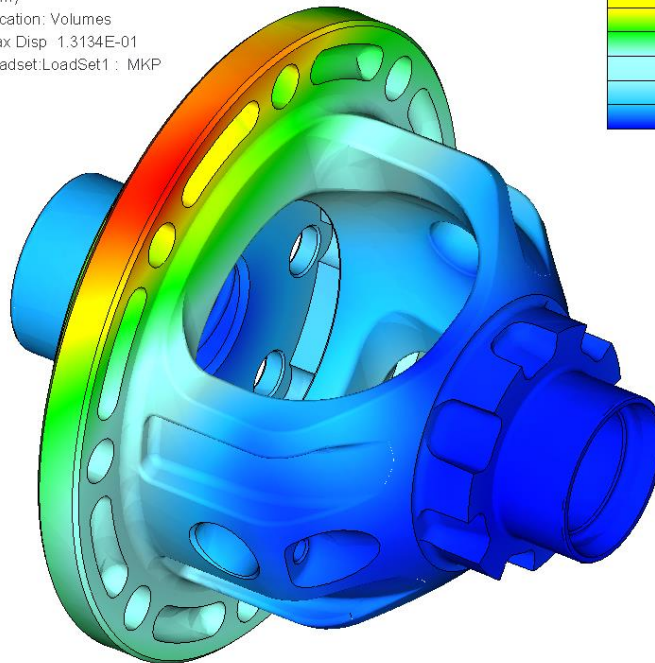
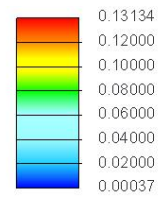
Displacement Mag (WCS)
(mm)
Location: Volumes
Max Disp 8.2193E-02
Loadset: LoadSet1 : MKP



Deformace klece a víka diferenciálu pro druhý zatěžující stav (pohled 2)

Příloha 11

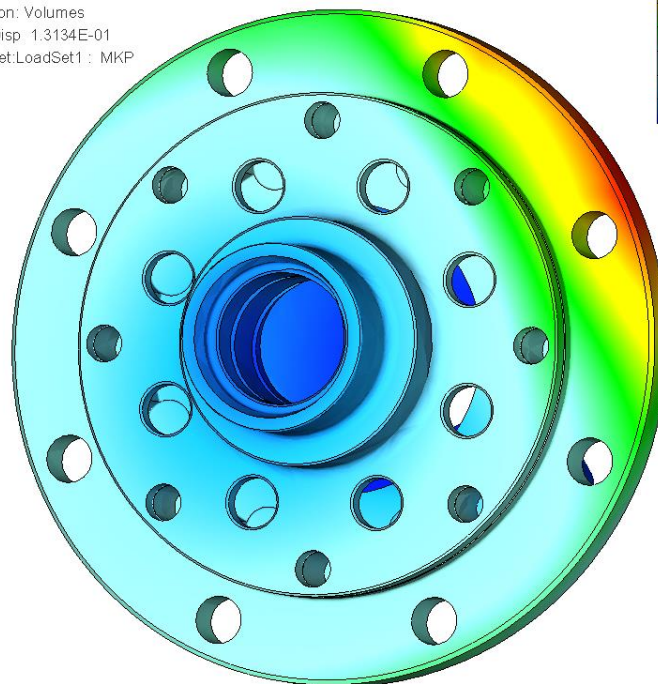
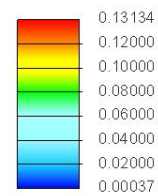
Displacement Mag (WCS)
(mm)
Location: Volumes
Max Disp 1.3134E-01
Loadset: LoadSet1 : MKP



Deformace klece a víka diferenciálu pro třetí zatěžující stav (pohled 1)

Příloha 12

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Location: Volumes
Max Disp 1.3134E-01
Loadset: LoadSet1 : MKP



Deformace klece a víka diferenciálu pro třetí zatěžující stav (pohled 2)