



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

STUDIE KONSTRUKCE SPOJEK PRO OVLÁDÁNÍ AKTIVNÍCH DIFERENCIÁLŮ

STUDY OF TORQUE VECTORING CLUTCH DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Václav Cupák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Fojtášek

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Václav Cupák
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Jan Fojtášek
Akademický rok:	2015/16

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

STUDIE KONSTRUKCE SPOJEK PRO OVLÁDÁNÍ AKTIVNÍCH DIFERENCIÁLŮ

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diferenciály s řízeným dělením momentu jsou založeny na plynule ovládaných spojkách. Kvůli požadavku plynulé změny přenosu točivého momentu, jsou kladeny vysoké nároky na konstrukci spojky a její ovládání, přičemž spojka musí být navržena pro použití na existujícím hnacím ústrojí a její tvar i velikost nesmí negativně ovlivňovat kompaktnost celého systému. Z těchto důvodů nelze pro použití u diferenciálu s řízeným dělením momentu použít běžně dodávané spojky a musí být navrženo originální funkční řešení.

Cíle diplomové práce:

Práce by se měla zabývat výběrem vhodné varianty spojky s ohledem na požadavky kladené hnacím ústrojím a jízdními stavy vozidla při kterých bude spojka aktivní. Součástí cílů je také návrh konkrétního realizovatelného řešení spojky s ohledem na funkčnost, technologii výroby a spolehlivost celého zařízení.

Seznam literatury:

REIMPELL, J.: The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. ISBN 0 7506 5054 0.

GILLESPIE, T. D.: Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 1-56091-199-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato práce se zabývá návrhem řešení ovládní systému řízeného dělení momentu u hnacího ústrojí těžkého užitkového vozidla. Začátek práce je zaměřen na popis systému aktivního diferenciálu a na spojky které se v automobilovém průmyslu používají. Dále jsou definovány základní parametry experimentálního vozidla a je proveden výběr koncepce spojek. Následně jsou provedeny výpočty geometrický parametrů spojek a ověření jejich tepelné únosnosti. Koncepčním návrhem ovládacího mechanismu se zabývá poslední kapitola. Cílem práce je především návrh možného typu ovládní zadaného systému s možností využití získaných informací pro další vývoj tohoto systému.

KLÍČOVÁ SLOVA

Usměrnění točivého momentu, spojka, aktivní diferenciál, výpočet spojky, lamely

ABSTRACT

This work deals with the design of right and left torque vectoring control used in heavy commercial vehicle powertrains. The beginning of the work is focused on the description of the active differential system and on the clutches used in the automotive industry. Then the basic parameters of the experimental vehicle are defined and the choice of the clutch conception is made. Subsequently, calculations of geometric parameters of clutches and verification of their heat capacity is made. Conceptual design of the control mechanism is discussed in the last chapter. The aim of the work is the draft of the possible type of control mechanism for the given system with the possibility to use the information obtained for the further development of this system.

KEYWORDS

Torque vectoring, clutch, active differential, clutch calculation, plates



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CUPÁK, V. *Studie konstrukce spojek pro ovládání aktivních diferenciálů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 103 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Fojtášek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2016

.....

Václav Cupák



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Janu Fojtáškoví za ochotnou pomoc ve formě konzultací a za odborné vedení této diplomové práce. Dále chci poděkovat své rodině a přátelům za podporu při studiu na vysoké škole. Také chci poděkovat své neteři Gábince za pomoc při psaní této diplomové práce.



OBSAH

Úvod	11
1 Aktivní diferenciály	12
1.1 Mitsubishi AYC	14
1.2 Mitsubishi S-AYC	15
1.3 Honda ATTS	17
1.4 ZF Vector Differential	18
1.5 Borg Warner cTV	19
1.6 Shrnutí.....	21
2 Spojky.....	22
2.1 Odstředivé spojky	22
2.2 Hydrodynamická spojka	24
2.3 Elektromagnetická spojka.....	26
2.3.1 Spojka s elektromagnetickým přitlakem	26
2.3.2 Spojka magnetická prášková	27
2.4 Třecí spojky	28
2.4.1 Třecí spojka kotoučová.....	28
2.4.2 Třecí spojka lamelová.....	34
2.4.3 Ovládání systému	37
2.5 Shrnutí.....	43
3 Parametry zadaného vozidla.....	45
3.1 Popis zadaného vozidla.....	45
3.2 Popis stávajícího diferenciálu	47
3.3 Popis upraveného diferenciálu.....	49
3.4 Shrnutí parametrů vozidla.....	50
4 Návrh spojky diferenciálu	52
4.1 Volba koncepce spojky	52
4.2 Výběr spojkových lamel	53
4.2.1 Výběr materiálů lamel	54
4.2.2 Výběr vhodného maziva.....	59
4.2.3 Výběr plošného drážkování	60
4.2.4 Výběr nosného drážkování lamel	61
4.3 Výpočet spojky	62
4.3.1 Účinný poloměr a obsah třecí plochy	62
4.3.2 Třecí síla a počet třecích ploch.....	63
4.3.3 Délka spojky.....	64



4.3.4	Přípustná skluzová rychlost	64
4.3.5	Kontrola spojky na ohřátí	65
4.3.6	Návrh Parametrů manévru	67
4.3.7	Dráha a délka trvání manévru	68
4.3.8	Rychlost pohybu levého kola	69
4.3.9	Úhlová rychlost hřídele vedoucí k levé poloose	69
4.3.10	Úhlová rychlost hřídele vedoucí na vstup levé spojky	70
4.3.11	Točivý moment na kolech vozidla	70
4.3.12	Rozdíl úhlových rychlostí na spojce	71
4.3.13	Vyprodukované množství tepla	71
4.3.14	Maximální přípustné množství tepla	71
4.3.15	Zhodnocení prvního manévru	72
4.3.16	Návrh parametrů druhého manévru	72
4.3.17	Točivý moment na kleci diferenciálu	73
4.3.18	Točivý moment přenášený spojkou	74
4.3.19	Točivý moment na kolech vozidla	74
4.3.20	Délka trvání manévru	74
4.3.21	Rychlost pohybu levého kola	75
4.3.22	Úhlové rychlosti hřídelí	75
4.3.23	rozdíl úhlových rychlostí na spojce	76
4.3.24	Vyprodukované množství tepla	76
4.3.25	Zhodnocení druhého manévru	76
5	Multibody model	82
5.1	Popis modelu	82
5.2	Simulace	86
5.3	Výsledky	86
6	Koncepční návrh	88
6.1	Návrh lamel spojky	88
6.1.1	Vnitřní lamely	89
6.1.2	Vnější lamely	90
6.2	Návrh kompletu spojky	91
6.3	Návrh hydraulického ovládání spojek	92
	Závěr	96
	Seznam použitých zkratk a symbolů	101



ÚVOD

Automobil je lidmi využíván již více než sto let. Aby mohl správně sloužit svému účelu, je třeba výkon vytvářený motorem převést na kola. Při jízdě vozidla rovným úsekem se kola na poháněné nápravě odvalují stejnou rychlostí a nevzniká tedy žádné přídavné namáhání hnacího ústrojí. Problém nastává, projíždí-li vozidlo zatáčkou. Kolo na vnější straně zatáčky jede po kružnici o větším poloměru než kolo na vnitřní straně zatáčky. To znamená, že vnější kolo ujede za stejný čas delší dráhu než kolo vnitřní a každé z kol se tak zákonitě musí odvalovat jinou rychlostí. Kdyby tomu tak nebylo, docházelo by k namáhání hnacího ústrojí a kola by se v zatáčce smýkala. K vyřešení tohoto problému slouží diferenciál. Ten je však velmi platný i při jízdě rovně kdy například vlivem rozdílného tlaku v pneumatikách má každé z kol jiný dynamický poloměr a otáčí se tak různou rychlostí. V minulosti byla absence diferenciálu nahrazena pohonem pouze jednoho z kol nápravy. To však není vhodné z důvodu nesymetrického zatížení vozidla. Proto byl implementován klasický diferenciál tak jako ho všichni známe. Postupem času bylo vyvinuto mnoho vylepšení standardního diferenciálu, například samosvorný diferenciál, diferenciál s řízenou svorností, diferenciál s uzávěrkou. Jedním z posledních vylepšení je tzv. aktivní diferenciál, někdy označovaný jako inteligentní diferenciál či diferenciál s řízeným dělením momentu. Jeho princip spočívá v rozdělení vhodného množství točivého momentu na každé z poháněných kol v závislosti na jízdním manévru či adhezních podmínkách kol. Děje se tak prostřednictvím sevření jedné ze dvou spojek instalovaných v samotném diferenciálu, ty jsou řízeny pokyny z řídicí jednotky, která přijímá informace z mnoha senzorů umístěných na vozidle a následně vyhodnocuje, která ze spojek by měla být sevřena. [1][26][41]



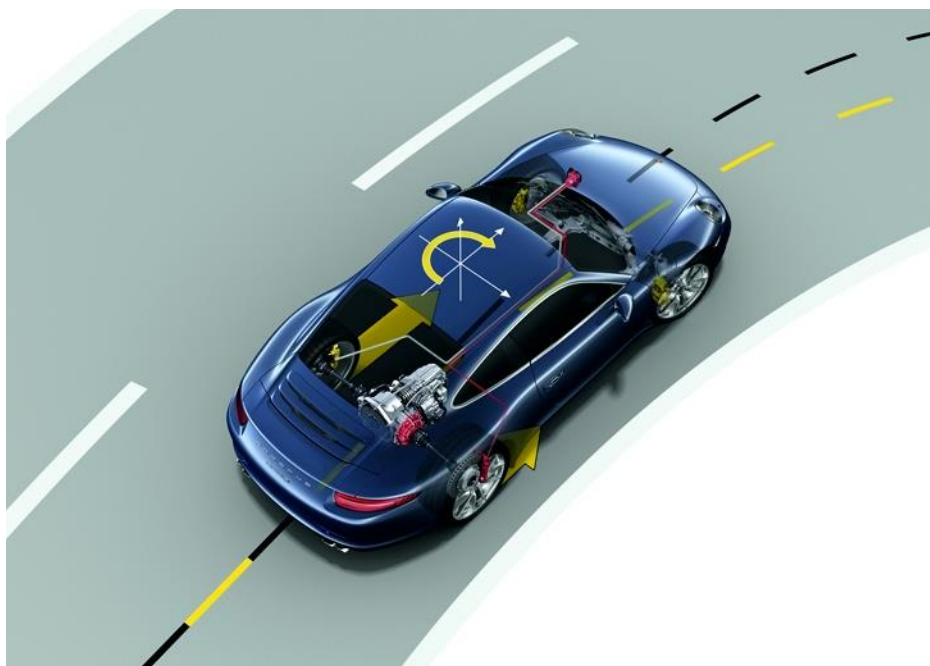
1 AKTIVNÍ DIFERENCIÁLY

Aktivní diferenciál je vylepšením standardního diferenciálu montovaného do vozidel. Jeho přínos spočívá v možnosti řízeně dělit moment mezi poháněná kola v závislosti na jízdním manévru nebo adhezních podmínkách kol. Při jízdě zatáčkou na vozidlo působí různé síly, mezi které patří hlavně odstředivá síla, moment setrvačnosti a případná boční síla od větru. Všechny tyto síly musí být vykompenzovány stranovými silami v kolech a vlivem těchto stranových sil dochází k tomu, že vůz přesně nesleduje natočení řídicích kol. Kolo na vnější straně zatáčky je schopno přenést více hnací síly na vozovku než kolo vnitřní. Úkolem aktivních diferenciálů je kromě zajištění různých úhlových rychlostí kol právě zajištění distribuce hnací síly a momentu na kola v požadovaném poměru. Tím, že na vnitřní kolo bude přiváděno méně hnací síly než na kolo vnější, vznikne přídavný stáčivý moment, který způsobí, že je vozidlu umožněno přesně sledovat natočení řídicích kol. Zároveň je potlačen sklon k přetáčivosti či nedotáčivosti vozidla, a to je tak schopno neutrálního průjezdu zatáčkou.

Rozdělení různě velké hnací síly na kola je docíleno prostřednictvím sevření jedné z dvojice lamelových spojek, přes které je hnací síla dále vedena na dvojici ozubených převodů a odtud až na kola. Spojkám je dáván pokyn z řídicí jednotky, která vyhodnocuje jízdní manévry díky informacím z mnoha různých senzorů na vozidle. Mezi základní informace které řídicí jednotka k vyhodnocení jízdního manévru potřebuje, patří zejména údaje o bočním zrychlení, podélném zrychlení, natočení řídicích kol a polohy sešlápnutí plynového pedálu. Aktivní diferenciály jsou v současné době již docela rozšířené v oblasti sportovních a luxusních vozidel, ne však v oblasti užitkových a nákladních vozidel. [1][8][41]

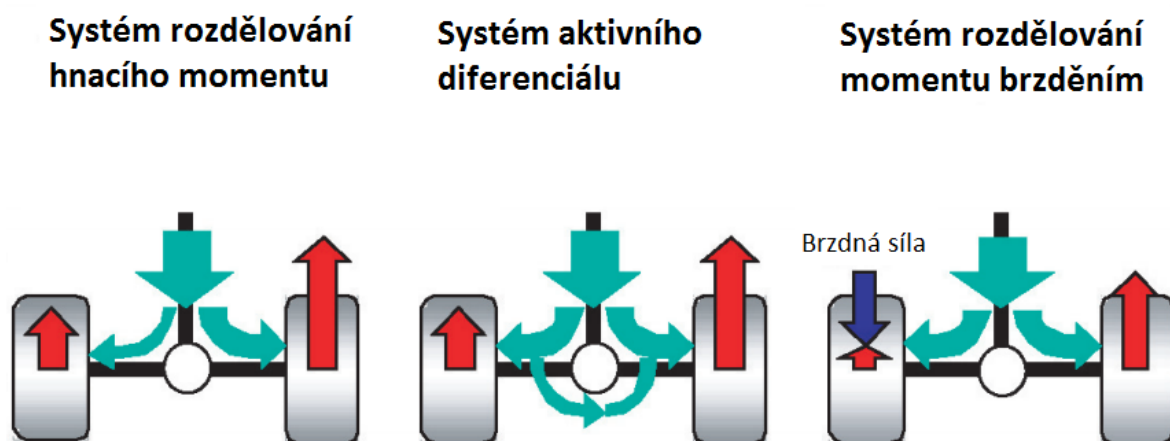
Mezi výrobce, kteří aktivní diferenciály do svých vozidel instalují, patří především japonské výrobce automobilů Honda a Mitsubishi ke kterým se v poslední době přidalo i Subaru. Dalšími společnostmi zaměřující se na výrobu a vývoj aktivních diferenciálů jsou pak firmy Ricardo a ZF, které dodávají diferenciály například pro automobilky Audi a BMW. Konkrétní konstrukční detaily aktivních diferenciálů od různých výrobců je možné najít v příslušné literatuře. Značky Mercedes-Benz a Porsche se při snaze dosáhnout neutrálního průjezdu zatáčkou ubíraly jiným směrem. Místo použití aktivních diferenciálů používají systém, v angličtině označovaný jako torque vectoring brake system. Do češtiny by se dal přeložit jako systém rozdělování momentu brzděním.

Stáčivý moment výrazně zlepšuje ovladatelnost vozidla při průjezdu zatáčkou. Jeho velikost je závislá na rozdílu točivých momentů na kolech vozidla. Čím je větší momentový rozdíl na kolech, tím větší stáčivý moment je generován. Princip vytváření stáčivého momentu a jeho přínos je znázorněn na Obr. 1. Díky nerovnoměrnému rozdělení točivého momentu na kola zadní nápravy, dochází k vytvoření stáčivého momentu. Vozidlo na obrázku s původně nedotáčivou charakteristikou se díky působení řízeného dělení momentu stává vozidlem s charakteristikou neutrální. Černá křivka znázorňuje trajektorii po, které by se vozidlo pohybovalo v případě, že by nebylo systémem řízeného dělení momentu vybaveno, žlutá křivka označuje trajektorii vozidla po zásahu systému. [1][8][19]



Obr. 1 Princip vytváření stáčivého momentu [17]

Na Obr. 2 je vidět porovnání tří systémů rozdělování točivého momentu mezi pravé a levé kolo. Jejich cílem je vytvořit dostatečný stáčivý moment, díky němuž vozidlo dosáhne neutrálního průjezdu zatáčkou. Systém rozdělování hnacího momentu může rozdělovat točivý moment produkovaný motorem mezi pravé a levé kolo nerovnoměrně. Výsledný rozdíl mezi hnacím momentem pravého a levého kola generuje stáčivý moment. Pro funkci tohoto systému je nutné, aby byl na nápravu přiváděn točivý moment motoru. Tento způsob rozdělování točivého momentu mezi kola může efektivně generovat stáčivý moment pouze při akceleraci vozidla. Systém aktivního diferenciálu přenáší moment z levého kola na pravé a naopak, aby generoval určité množství brzdného momentu na jednom kole, při generování hnacího momentu na kole druhém. Systém tohoto typu může vytvářet stáčivý moment při jakémkoliv pohybu vozidla nezávisle na přísunu točivého momentu z motoru. Další výhodou tohoto systému je neovlivňování celkových hnacích nebo brzdných sil působících na vozidlo, což znamená, že tento systém nijak nepůsobí na celkovou akceleraci či deceleraci vozidla řízenou řidičem. Tento systém sice ovlivňuje reakční sílu řízení při aplikaci na přední řízenou nápravu, při aplikaci na zadní nápravu však již žádné nežádoucí účinky neprodukuje. Systém rozdělování momentu brzděním aplikuje různě velké brzdné síly na každé kolo nezávisle, aby bylo dosaženo generování požadované velikosti stáčivého momentu. Protože tento systém používá k vytvoření stáčivého momentu brzdné síly, řidič pociťuje zpomalování. Nevýhoda tohoto systému spočívá v maření určité části energie v brzdách, která odchází v podobě tepla do okolí. Tento systém je nicméně velmi efektivní neboť dokáže generovat požadovaný stáčivý moment při velkém množství jízdních manévru vozidla.

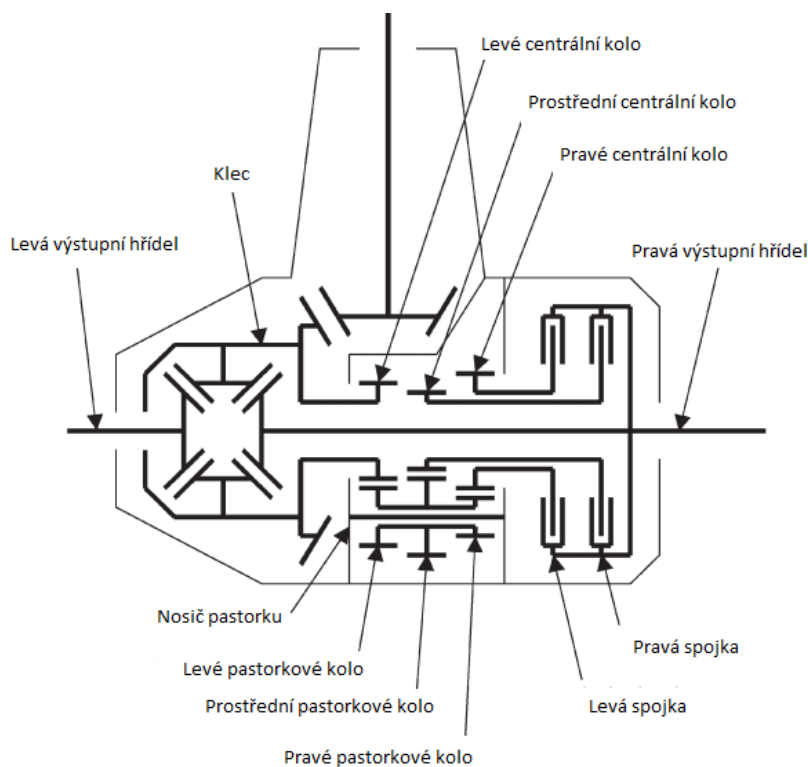


Obr. 2 Porovnání systémů rozdělování točivého momentu [22]

Aktivní diferenciály existují v mnoha různých konstrukčních variantách. Pro správné pochopení jejich funkce budou nyní některé vybrané konstrukční varianty představeny. [19]

1.1 MITSUBISHI AYC

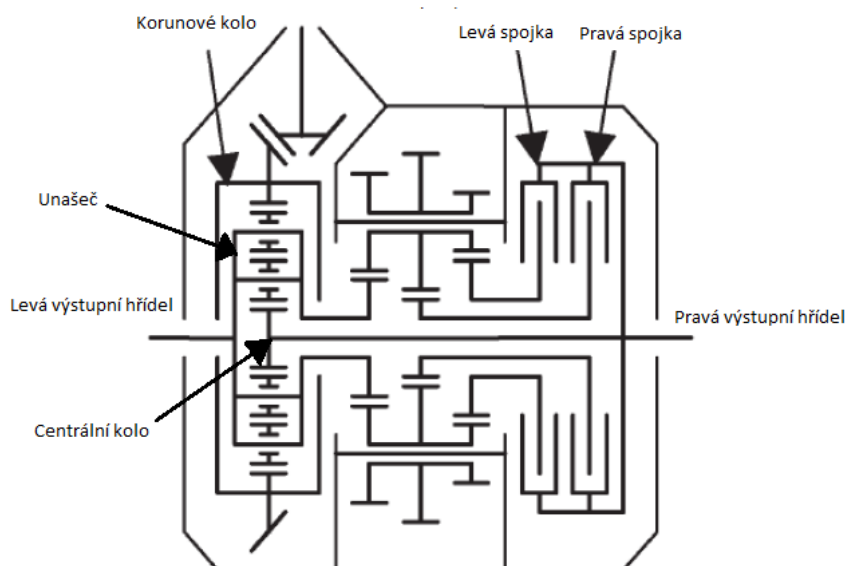
V roce 1996 byl automobilkou Mitsubishi Motors Company představen systém AYC (Active Yaw Control). Na Obr. 3 je možné vidět schématické znázornění konstrukce AYC diferenciálu. Točivý moment je přes kuželový převod přiváděn na klec diferenciálu, odkud je při jízdě rovně rozdělován v poměru 1:1 na pravou a levou poloosu vozidla. Klec diferenciálu je pevně spojena s levým centrálním ozubeným kolem, které je ve stálém záběru s levým pastorkovým kolem. Třístupňový pastorek se dále skládá z prostředního kola, které je větší než levé a pravého kola, které je menší než levé. Samotný pastorek je rotačně upevněn k nosiči pastorku, který je součástí skříně diferenciálu. Hřídel spojující prostřední kolo pastorku a pravou spojku se tedy otáčí rychleji než klec diferenciálu a hřídel spojující pravé kolo pastorku a levou spojku se otáčí pomaleji. Při potřebě urychlit pravou poloosu nebo na ni přivést více točivého momentu je sevřena pravá spojka. Vzhledem k tomu že průměr otáček pravé a levé poloosy se musí vždy rovnat otáčkám klece diferenciálu, je tedy při urychlení pravé poloosy o stejné množství otáček zpomalena poloosa levá. Totéž platí i v případě urychlení levé poloosy. V případě, že by byly sepnuty obě dvě spojky zároveň, docházelo by k nežádoucímu namáhání celého ústrojí. Proto je řídicí jednotka diferenciálu nastavena tak, aby nikdy nepovolila sepnutí obou spojek současně. [1][41]



Obr. 3 Schéma konstrukce systému AYC s popisem [34]

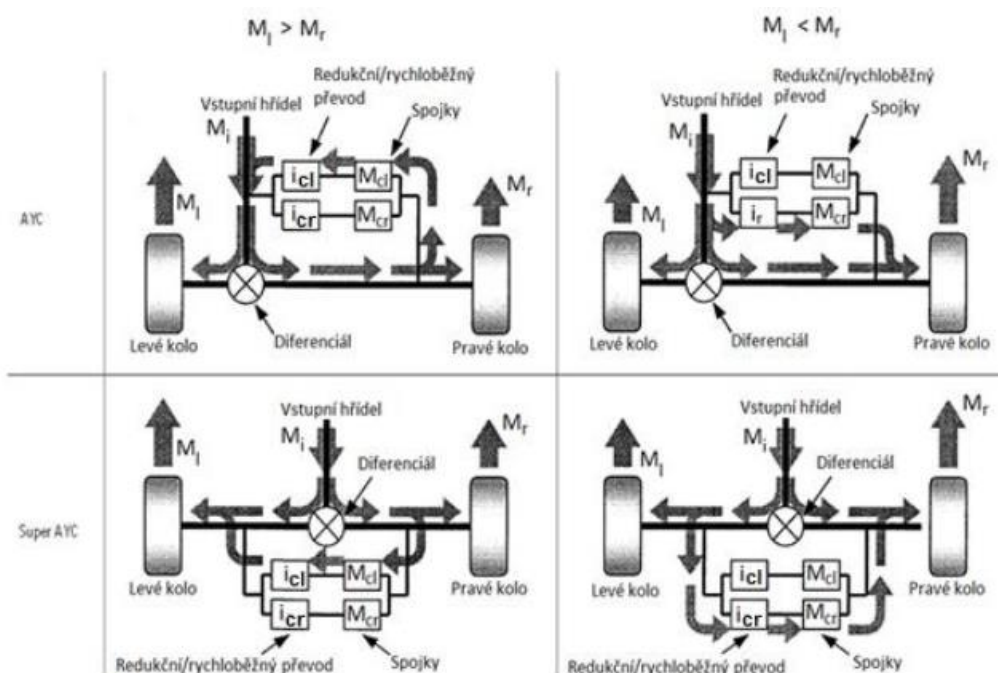
1.2 MITSUBISHI S-AYC

V roce 2003 představilo Mitsubishi další vylepšení tohoto systému a představili jej pod názvem S-AYC (Super Active Yaw Control). Jak je vidět ze schématu na Obr. 4, kuželový diferenciál zde byl vyměněn za diferenciál planetový, přičemž levá poloosa je zde přímo spojena s unašečem a pravá poloosa s centrálním kolem. Výhoda takového uspořádání spočívá v menším namáhání spojek. V systému AYC byly spojky vřazeny mezi klec diferenciálu a levou poloosu, toto uspořádání označujeme jako typ case to shaft (klec-hřídel). U systému S-AYC jsou spojky vřazeny mezi pravou poloosu a unašeč který je pevně spojen s levou poloosou, tzv. typ shaft to shaft (hřídel - hřídel).



Obr. 4 Schéma konstrukce systému S-AYC s popisem [34]

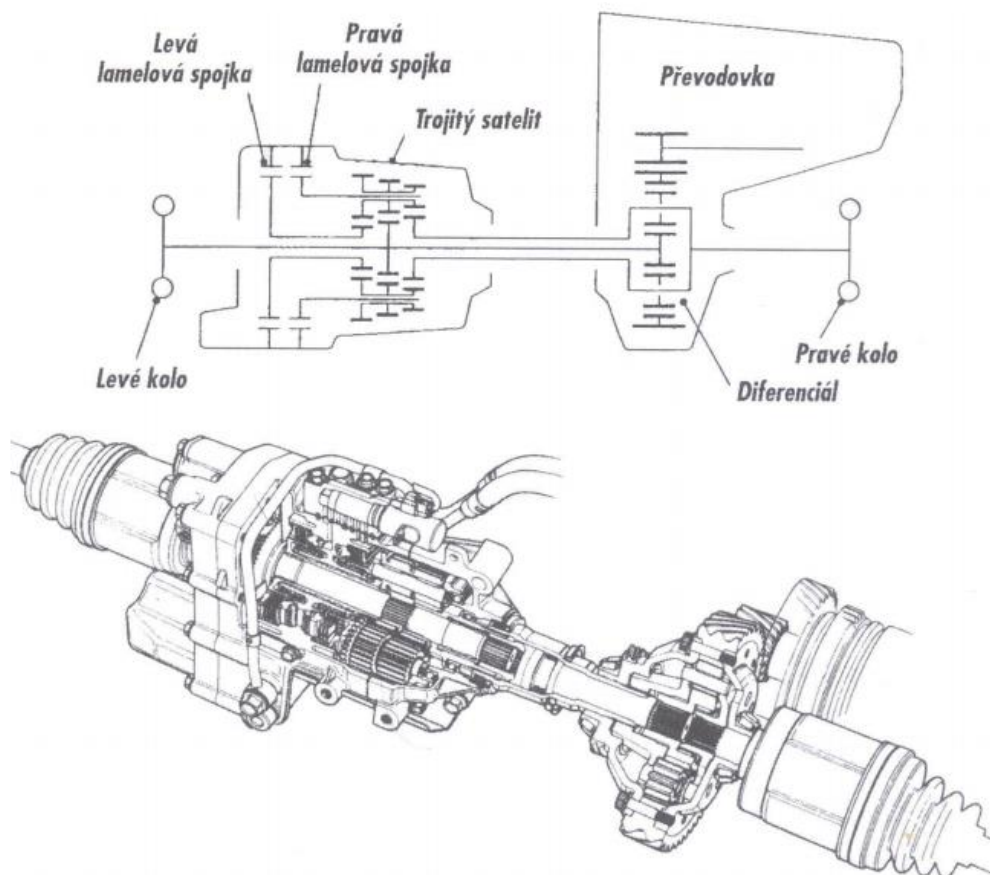
Na Obr. 5 je schematicky znázorněn tok točivého momentu systémem AYC a S-AYC. V systému AYC působí spojky mezi klecí diferenciálu a levou poloosou, rozdíl točivých momentů mezi pravým a levým kolem je tedy roven velikosti momentu přenášeným spojkou. Naproti tomu systém S-AYC, kde jsou spojky zapojené mezi pravou poloosou a unašeč spojený s levou poloosou, je rozdíl točivých momentů mezi poloosami roven momentu přenášenému spojkou vynásobenému převodem i_{cr} nebo i_{cl} v závislosti na tom, která ze spojek je aktivní. Při zvoleném rozdílu točivých momentů na poloosách dosáhneme se systémem S-AYC přibližně dvakrát nižšího namáhání spojek. [1][22]



Obr. 5 Tok točivého momentu systémy AYC a S-AYC [1]

1.3 HONDA ATTS

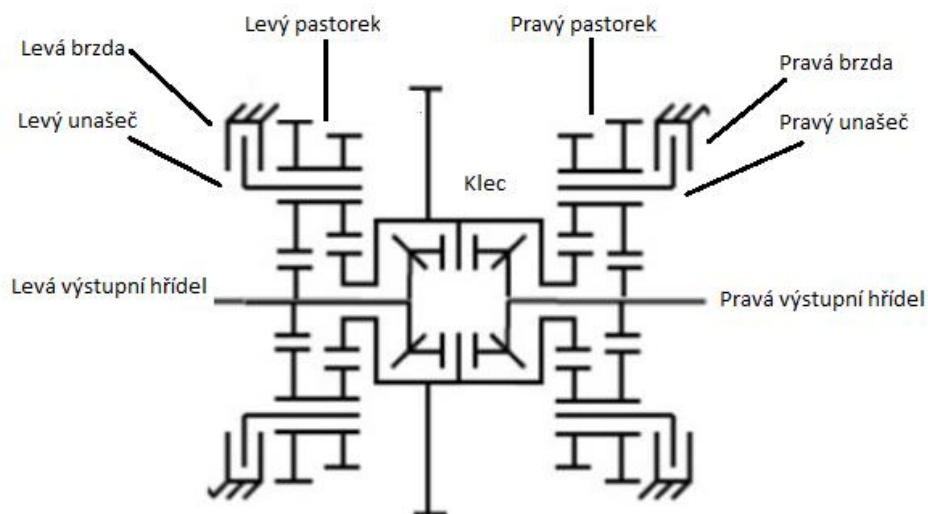
Další z konstrukčních variant běžně užívaného aktivního diferenciálu pochází od automobilky Honda. Jejich systém byl pojmenován ATTS (active torque transfer system) a byl představen již v roce 1991. Zjednodušené schéma konstrukce tohoto systému je možné vidět na Obr. 6. Podobně jako u systému S-AYC je i zde točivý moment přiváděn na korunové kolo a odtud je za ideálních podmínek přenášén přes satelity na pravou a levou poloosu v poměru 1:1. Na rozdíl od systému S-AYC zde není třístupňový pastorek rotačně upevněn ke skříni diferenciálu, ale je rotačně uchycen v unašeči. V případě potřeby většího množství točivého momentu na levém kole dojde k sevření pravé lamelové spojky a tím dosáhneme zpomalení unašeče třístupňového pastorku a na levou poloosu tak bude přiveden větší točivý moment a zároveň bude levá poloosa urychlována. Pokud dojde k sevření levé lamelové spojky, potom bude zpomalena až zastavena i spojovací dutá hřídel, a dojde k zpomalení levého kola za současného urychlení kola pravého. Výhoda tohoto uspořádání kdy spojka není nikdy spojena přímo s poloosou, spočívá v nižším namáhání spojek. Točivý moment, který spojka přenáší na poloosu je zde vždy zredukován přes některý z převodů. Tento systém je označován jako posílený, zatímco systém S-AYC lze označit jako neposílený, neboť spojka je tam pevně spojena s poloosou. Jak je z principu funkce systému patrné, spojka zde funguje spíše jako brzda a proto i nároky na konstrukci tohoto typu spojky jsou odlišné od nároků na konstrukce spojek ostatních zmíněných systémů. [1][8]



Obr. 6 Schéma konstrukce systému ATTS s popisem [1]

1.4 ZF VECTOR DIFFERENTIAL

Jiným přístup ke konstrukci systému aktivního diferenciálu zvolila společnost ZF. Jak je vidět ze schématu na Obr. 7, systém je konstruován jako symetrický. Z toho vyplývají mnohé výhody. Přínosem je především lepší chlazení spojek, jednodušší výroba nebo vhodnější rozdělení hmotnosti vozidla. Základem systému je standardní kuželový diferenciál a točivý moment je přenášen přes satelity na poloosy, jak je obvyklé. Klec diferenciálu zároveň roztáčí dvoustupňové pastorky na levé i pravé straně nápravy. Každý z těchto dvoustupňových pastorků je rotačně uchycen na unašeči, který může být zpomalován spojkou. V případě potřeby urychlení levého kola nebo většího točivého momentu na levém kole, dojde k sepnutí spojky (4). Tím dojde ke zpomalení až zastavení levého unašeče a levá poloosa je pak urychlována pomocí dvoustupňového pastorku. Protože je levá poloosa spojena pomocí klasického diferenciálu s poloosou pravou, o stejnou část o jakou je levé kolo urychlováno, je pravé kolo zpomalováno. Analogicky pokud potřebujeme urychlit pravé kolo nebo na něj potřebujeme přivést více točivého momentu, je aktivována spojka pravá. I v konstrukci tohoto systému funguje spojka spíše jako brzda a s ohledem na to je i konstruována. [1][10][19]



Obr. 7 Schéma konstrukce systému ZF s popisem [19]

1.5 BORG WARNER cTV

Jedním z dalších používaných variant systémů aktivních diferenciálů pochází od společnosti Borg Warner. Společnost demonstruje funkci systému na klasickém diferenciálu, na který je z levé strany připojena jednotka cTV (compact torque vectoring).

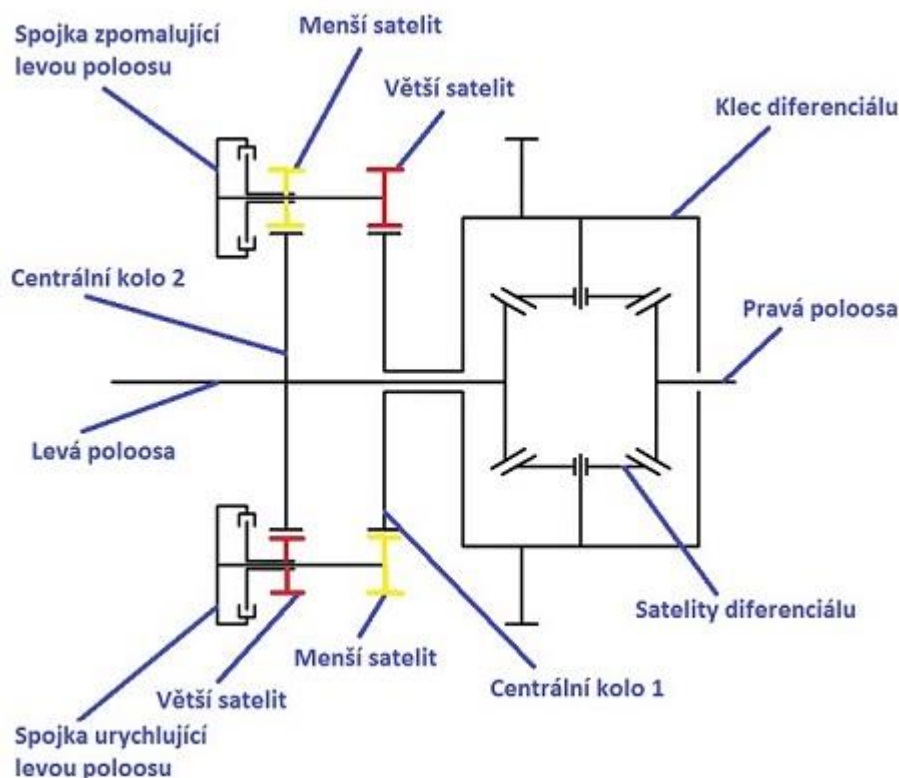


Obr. 8 Znáznornění systému cTV [42]

Jednotka se skládá ze dvou centrálních kol a dvanácti satelitů. Centrální kola jsou obklopena šesti rovnoběžnými hřídeli, na každé z nich se nachází pár satelitů. V každém páru je jeden satelit s 19 zuby (žlutý) a jeden satelit s 21 zuby (červený), přičemž tři hřídele mají satelity s nižším počtem zubů vlevo a tři hřídele mají satelity s nižším počtem zubů vpravo. Centrální kola mají každé 76 zubů. Na konci každé z šesti hřídelí je umístěna malá lamelová spojka s mokrou skříní. Točivý moment je přiveden na klec diferenciálu a za ideálních podmínek je



distribuován na poloosy standartním způsobem. Jednotka cTV je v tomto případě neaktivní a nijak do distribuce momentu nezasahuje. Schéma systému Borg Warner cTV lze vidět na Obr. 9. Pro zjednodušení jsou na schématu zakresleny pouze dvě spojky, přičemž v reálném systému jich funguje šest. Tři spojky mají funkci urychlení levé poloosy a tři spojky mají úkol levou poloosu zpomalit.



Obr. 9 Schéma konstrukce systému cTV s popisem

Klec diferenciálu je pevně spojena s centrálním kolem 1, které roztáčí satelity pevně spojené s hřídelí. Satelity, které jsou v kontaktu s centrálním kolem 2, se na hřídeli otáčejí nezávisle na jejich párovém satelitu. Aktivováním spojek na třech hřídelích majících žlutý satelit vlevo, dojde k synchronizaci pohybu satelitů na hřídeli a oba satelity se tak pohybují jako jedno ozubené kolo. Tím dojde ke zpomalení centrálního kola 2, které je pevně spojeno s levou poloosou. Vzhledem k tomu že poloosy jsou spojeny přes klasickou jednotku diferenciálu, dojde současně k urychlování pravé poloosy a navyšování momentu na ni přenášeného. V případě že chceme urychlit levé kolo případně na něj přivést vyšší točivý moment, dojde k aktivaci spojek na hřídelích majících červený satelit vlevo. Nastane urychlení centrálního kola 2 a současně na něj bude přenesen větší točivý moment. Opět vzhledem ke spojení obou poloos přes jednotku klasického diferenciálu, dojde ke zpomalení poloosy pravé. Spojky jsou ovládány hydraulicky pomocí pístů umístěných v každé spojce. Výhodami tohoto systému jsou jeho nízká hmotnost, malá zástavba a snadné umístění na téměř každý typ vozidla. Jednotka dokáže přenést moment až 1000 N·m za zlomek sekundy. Jako nevýhodu můžeme zmínit nerovnoměrné rozdělení hmotnosti vlivem umístění jednotky cTV na jedné ze stran diferenciálu. [42]



Obr. 10 Vyobrazení jednotlivých komponent systému cTV, vlevo spojka, vpravo hřídele se satelity a centrálními koly, uprostřed kompletní jednotka [42]

1.6 SHRUTÍ

Na předchozích několika stranách byly pouze zjednodušeně rozebrány různé konstrukce vybraných společností zabývajících se vývojem systému aktivních diferenciálů. Pro účely této práce je přínosné zaměřit se na porovnání jejich konstrukcí zejména s ohledem na namáhání spojky, které jsou v těchto systémech používány. Z tohoto hlediska se jako vhodné konstrukční uspořádání jeví systém posílený, typu hřídel-hřídel. Systém AYC není posílený a navíc je to typ klec-hřídel, S-AYC je již typ hřídel-hřídel, není však posílený. Systém ATTS je posílený i typ hřídel-hřídel. Snížení namáhání spojky je tak zde dosaženo hned dvěma přístupy. U předposledního ze zmíněných systémů od firmy ZF jde o posílený systém, typu klec-hřídel. Zvláštní variantou je systém cTV od společnosti Borg Warner. Jde o systém typu klec-hřídel, který je zároveň neposílený. Na rozdíl od ostatních systému kdy pro urychlení jedné z poloos byla třeba pouze jedna spojka, zde jsou třeba spojky tři. Vzhledem k vyššímu počtu spojek je možné tyto spojky konstruovat na menší zatížení a díky tomu mohou být spojky menší.



2 SPOJKY

Hlavním účelem spojky je přenášení točivého motoru z části hnací na část hnanou. Hnací částí rozumíme část, kudy vstupuje do spojky točivý moment, na hnanou část chceme točivý moment přivést. Dalším z úkolů spojek je plynulé navyšování točivého momentu, které je u nejčastěji se objevujících třecích spojek dosahováno vzájemným prokluzem třecích ploch spojky. Někdy může být též její účel tlumit torzní kmity hnací části (např. motoru) nebo může sloužit jako ochrana proti přetížení. V případě extrémního nárůstu točivého momentu pak taková spojka nevydrží, dojde k její destrukci, ale části hnacího ústrojí instalovány až za spojkou zůstanou uchráněny. Existuje velké množství různých druhů spojek lišících se charakteristikou, uspořádáním, účinností a dalšími vlastnostmi. Každý typ spojky má své výhody a nevýhody a v důsledku toho i jinou oblast využití. Spojky můžeme rozdělit podle mnoha kritérií. Mezi hlavní kritérium patří rozdělení dle spojení hnacích a hnaných částí.

Dle tohoto kritéria rozlišujeme spojky:

- Odstředivé
- Hydrodynamické
- Elektromagnetické
- Třecí

Dle náplně spojkové skříně rozlišujeme spojky:

- Suché
- Polomokrý
- Mokré
- Kapalínové

Při použití spojky suché není ve spojkové skříni požadováno žádné mazivo. Mazivo, které by se do ní z nějaké příčiny dostalo, je naopak velmi nežádoucí, protože by způsobilo změnu koeficientu tření kontaktních ploch a negativně by ovlivnilo i její další vlastnosti, protože spojka není na mokré chod uzpůsobená. V případě polomokrých spojek jsou již kontaktní plochy mazány olejovou mlhou, třecí segmenty však nejsou ponořeny do oleje. Charakteristickou vlastností mokrých spojek je alespoň částečné ponoření stykových ploch do oleje. Příkladem kapalinové spojky je spojka hydrodynamická, jejíž funkce bude vysvětlena o několik stránek níže. Samotný princip její funkce je založen na pohybu kapaliny uvnitř spojky. [11][15][43]

2.1 Odstředivé spojky

Odstředivé spojky patří do skupiny automatických spojek. To proto, že spojka začne spínat při dosažení určitých otáček hnací části automaticky. Hlavní část odstředivé spojky tvoří čelisti, což jsou vzájemně oddělené třecí segmenty, nejčastěji v počtu tří. Vlivem odstředivé síly způsobené rotací hnací části se čelisti začnou od osy rotace vzdalovat a začínají vyvozovat přítlak na hnanou část, jíž u tohoto typu spojky tvoří buben, který má třecí plochu ze své vnitřní strany. Postupným zvyšováním otáček se na hnanou část vlivem stále většího přítlaku třecích segmentů přenáší stále větší množství točivého momentu. Při dosažení určitého počtu otáček je již spojka plně sepnutá a dochází k přenosu celého točivého momentu na část hnanou, hnací i hnaná část se tak již pohybují jako jeden celek. Tomu, aby spojka nespínala už při nízkých



otáčkách hnací části, brání vratné pružiny, jejichž předpětí určuje otáčky počátku spínání spojky. Třecí segmenty tedy musí vždy nejprve překonat sílu pružin. Odstředivá spojka bývá nejčastěji využívána ve strojích, kde není třeba měnit rychlostní stupně. Často ji tak nalezneme např. v mopedech, minibikách a skútrech. Její hlavní nevýhodou je nemožnost spojku rychle vypnout. Trvalo by velmi dlouho než by klesly otáčky hnací části a tím i odstředivá síla, která způsobuje sepnutí spojky. Aby byla odstředivá spojka snadno vypínatelná, je třeba ji doplnit o vypínací mechanismus. Ten je často aktivován posilovačem napojeným na sací potrubí motoru. Posilovač bývá řízen elektricky pohybem řadicí páky. V takovém případě jde spojka užít i ve vozidle s více rychlostními stupni.



Obr. 11 Odstředivá spojka 1. typu [4]

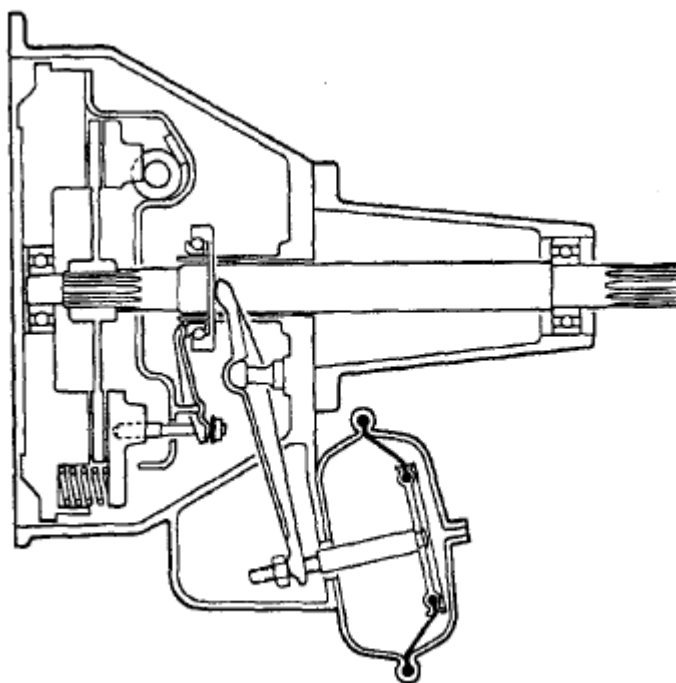
Na Obr. 11 a Obr. 12 můžeme vidět dvě konstrukční varianty odstředivé spojky. Základní princip je však stejný. Při zvýšení otáček se vlivem odstředivé síly začínají přesunovat závaží směrem od středu spojky, překonávají sílu pružin, až nakonec spojí hnací a hnanou část, která se začne otáčet jako jeden celek. Na Obr. 12 není hnaná část (buben) zachycena.



Obr. 12 Odstředivá spojka 2. typu [21]



Další konstrukční variantu odstředivé spojky je možné vidět na schématu na Obr. 13. Při nízkých otáčkách se závaží opírají o vnitřní doraz bubnu, k tomu jim pomáhají pomocné pružiny. Přítlačný kotouč a lamely mají mezi sebou stanovenou vůli a spojka zůstává rozepnuta. Opěrný kotouč je v základní poloze udržován pomocí seřizovacích šroubů a přítlačných pružin, které jsou na druhém konci opřeny o přítlačný kotouč. Při zvyšování otáček, závaží překonávají sílu pomocných pružin, začínají se odvalovat po vnitřní straně bubnu a přitlačují přítlačný kotouč k lamelám, točivý moment začíná být přenášěn na hnanou část. Jakmile otáčky překročí určitou hodnotu, závaží jsou již na vnějším dorazu bubnu. Přítlačný kotouč je posunut k lamelám, ty jsou stlačeny a způsobí posuv opěrného kotouče z jeho základní polohy. Spojka je sepnuta a přenáší maximální točivý moment. I tento typ odstředivé spojky může být vybaven vypínacím mechanismem připojeným k podtlakovému posilovači. V tomto případě však bývá častější manuální ovládání spojky. Během jízdy stačí pomocí mechanického spojení posunout tyč, která posune opěrný kotouč ve směru od lamel a točivý moment přestane být přenášěn i když jsou závaží stále na vnějším dorazu bubnu. [11][43]



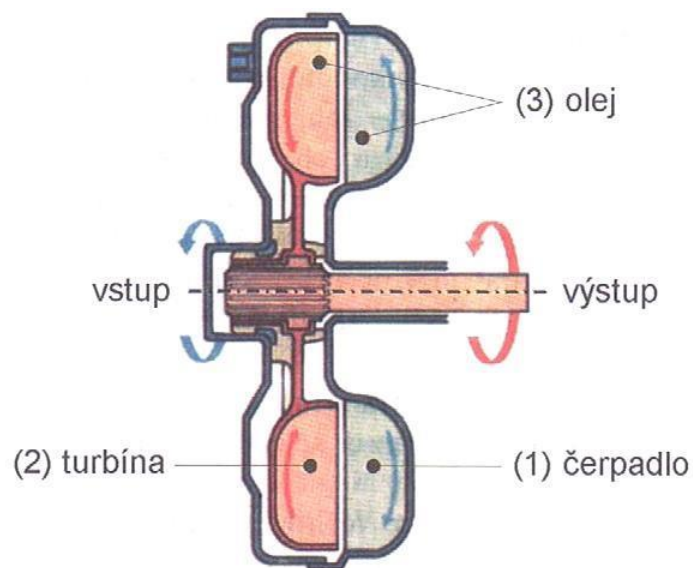
Obr. 13 Schéma konstrukce odstředivé spojky 3. typu [43]

2.2 HYDRODYNAMICKÁ SPOJKA

Dalším typem spojky je spojka hydrodynamická. Jak již název napovídá, je u ní využíváno především dynamiky kapaliny. Dle náplně skříně této spojky ji lze též označit za spojku kapalinovou. V případě hydrodynamické spojky je médiem nejčastěji olej o nízké viskozitě a pěnivosti. Nízká pěnivost kapaliny je požadována hlavně s ohledem na dosažení co nejvyšší možné účinnosti hydrodynamické spojky. Na Obr. 14 je vidět zjednodušené schéma konstrukce tohoto typu spojky. Skládá se ze dvou hlavních částí, čerpadla a turbíny. Čerpadlo bývá pevně spojeno s hnací částí a otáčí se tedy stejnými otáčkami. Čerpadlová část má tvar anuloidu, tvoří obal celé spojky a na své vnitřní straně má lopatky. Turbínová část je přibližně symetrická



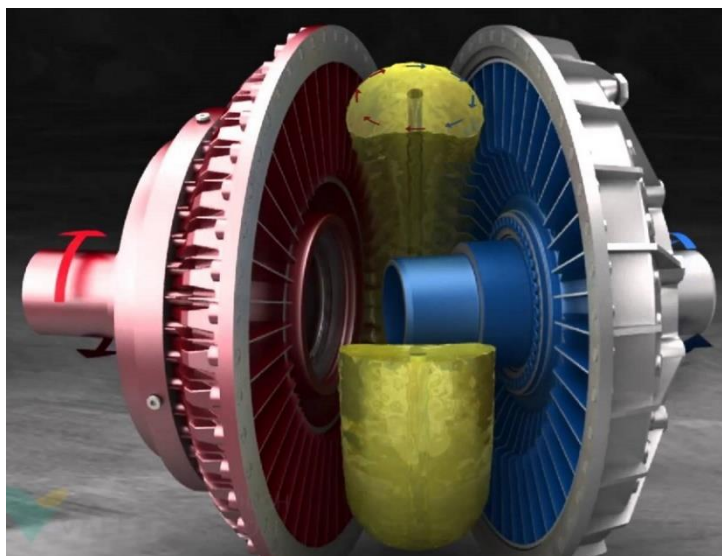
k části čerpadlové, je pevně spojena s hnanou částí a na své vnitřní straně má také lopatky. Toto uspořádání je výhodné především s ohledem na potřebu utěsnění pouze jednoho místa, které se nachází mezi hnaným hřídelem a čerpadlovým kolem. Při nízkých otáčkách vzniká v kapalině tření, které přenáší část točivého momentu na turbínové kolo, tato část je však velmi malá a s hnanou hřídelí nepohybuje. Se zvyšováním otáček začíná na olej působit odstředivá síla a ten je vytlačován od osy rotace čerpadla na jeho vnější okraj. Odtud teče olej do turbínového kola, které roztáčí. Čerpadlové kolo se vždy otáčí rychleji než lopatkové kolo a vždy tak dochází k určitému skluzu. Největší skluz nastává při běhu naprázdno, spojka plně prokluzuje. Se vzrůstajícími otáčkami se skluz rychle snižuje a v oblasti nejvyššího točivého momentu je skluz na svém minimu. Skluz je zde roven asi 2-3% a to je zároveň hodnota ztráty účinnosti hydrodynamické spojky. Prokluzem spojky je mařena energie, která se posléze mění v teplo. Proto je nutné hydrodynamickou spojku dobře chladit, aby nedocházelo k jejímu přehřívání. K tomu účelu slouží žebra na vnějším obvodu spojkové skříně.



Obr. 14 Princip hydrodynamické spojky [12]



Hydrodynamická spojka bývá v současnosti využívána hlavně jako rozjezdová spojka pro automobily s automatickou převodovkou. Nevyžaduje téměř žádnou údržbu, protože zde nedochází ke kontaktu různých komponent o sebe, které by mohly vyžadovat výměnu. Je zde nutné pouze po určité době vyměnit náplň spojkové skříně. Další výhodou je velmi plynulé spínání spojky, to je jeden z důvodů, proč je tento typ spojky často instalován do těžkých užitkových vozidel která vyžadují plynulé rozjezdy. Její hlavní nevýhodou je nemožnost vypnutí spojky. Aby byla tato nevýhoda eliminována, bývá někdy hydrodynamická spojka doplněna o kotoučovou třecí spojku, která je vypínatelná. Další z nevýhod je její vyšší hmotnost. [5][11][15][16][18][43]



Obr. 15 Hydrodynamická spojka [6]

2.3 ELEKTROMAGNETICKÁ SPOJKA

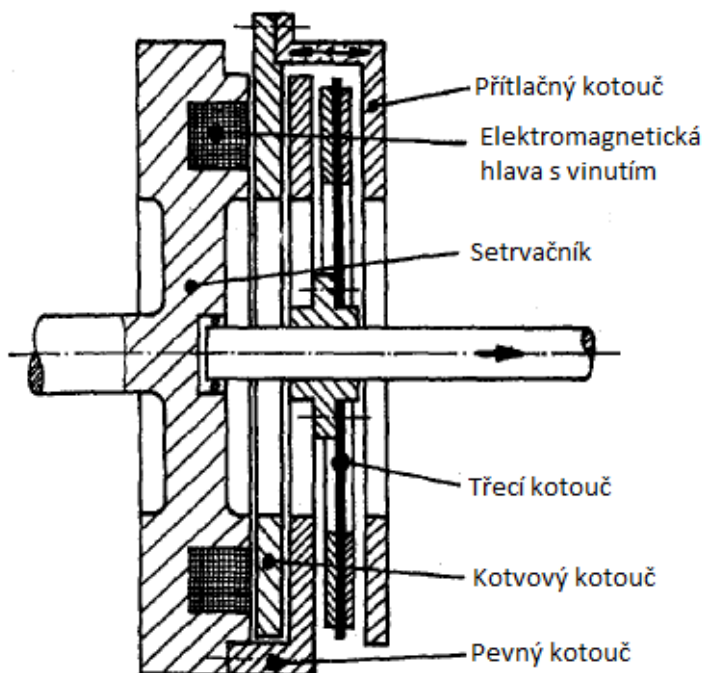
Tento typ spojky dosahuje spojení hnací a hnané části pomocí elektromagnetického účinku mezi nimi. Ačkoliv fungují díky elektřině, točivý moment je přenášen mechanicky. Elektromagnetické spojky můžeme rozdělit do dvou skupin.

2.3.1 SPOJKA S ELEKTROMAGNETICKÝM PŘÍTLAKEM

Spojka s elektromagnetickým přítlakem, někdy též nazývána spojkou Ferlec, se skládá z elektromagnetické hlavy s vinutím, která je součástí setrvačnicku, kotvového kotouče, přítlačného kotouče, pevného kotouče a třecího kotouče. Zjednodušené schéma spojky je možné vidět na Obr. 16. Při nízkých otáčkách je spojka vypnuta díky působení pružin (nejsou ve schématu naznačeny), které se nacházejí mezi kotvovým a pevným kotoučem. Se zvyšujícími se otáčkami je zvyšováno i množství elektrického proudu jdoucí do vinutí elektromagnetické hlavy a kotvový kotouč začíná díky působení proudu posouvat přítlačný kotouč doprava. Kontaktem přítlačného a třecího kotouče je přenášen točivý moment. Pevný kotouč slouží jako doraz kotouči třecímu. V případě potřeby zařazení jiného rychlostního stupně je možné spojkou vypnout tím, že přerušíme proudový okruh buzení elektromagnetu. Kotvový kotouč se opět přiblíží k setrvačnicku a netlačí na přítlačný kotouč, který již není



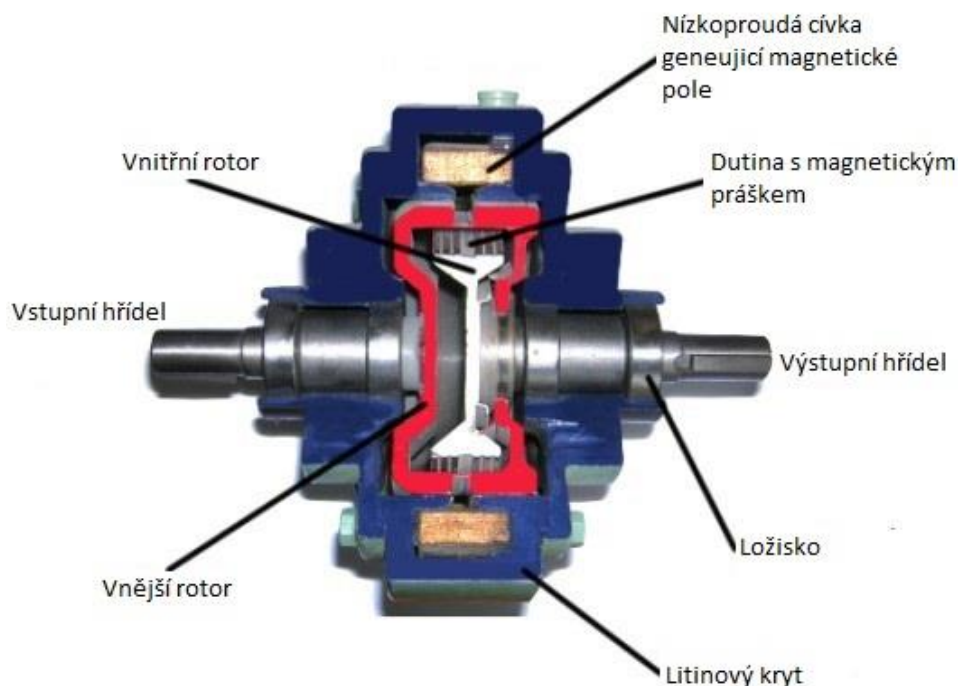
s třecím kotoučem v záběru. Výhodou tohoto typu spojky je především nulový přenos axiálních sil na hnací část. [11][43]



Obr. 16 Schéma konstrukce elektromagnetické spojky typu Ferlec s popisem [43]

2.3.2 SPOJKA MAGNETICKÁ PRÁŠKOVÁ

Tomuto typu spojek bývá někdy též přezdíváno spojka typu Smith–Jaeger. Elektromagnetická prášková spojka může být spojována plynule i velmi rychle. Část energie se při každém sepnutí spojky přeměňuje na teplo, to způsobuje riziko přehřátí spojky. Princip funkce je vysvětlen na řezu magnetickou práškovou spojkou, který se nachází na Obr. 17. Vstupní hřídel je pevně spojena s vnějším rotorem. Výstupní hřídel je pevně spojena s vnitřním rotorem, který se otáčí uvnitř vnějšího rotoru. Místo mezi vnějším a vnitřním rotorem je vyplněno magnetickým práškem. Při vypnuté spojce se vnější i vnitřní rotor, a tedy i vstupní a výstupní hřídel, mohou otáčet nezávisle. Jakmile je přivedeno požadované množství proudu do cívky nacházející se v obalu celé spojky, dojde k vytvoření elektromagnetického pole, jehož účinkem se spojí částičky magnetického prášku k sobě a zároveň přilnou i k oběma rotorům. Tím dojde ke spojení vstupní a výstupní hřídele. V závislosti na množství dodaného proudu do cívky je umožněn mezi oběma rotory i prokluz. Vinutí cívky bývá většinou zhotoveno z mědi nebo hliníku. Výhoda tohoto typu spojek pro použití v automobilech spočívá v tom, že pro spínání a vypínání spojky nejsou potřebné složité mechanické či hydraulické vazby s ostatními komponenty vozidla. [11][23][43]



Obr. 17 Řez elektromagnetickou spojkou typu Smith-Jaeger s popisem [23]

2.4 TŘECÍ SPOJKY

Jedněmi z nejčastěji používaných spojek v automobilovém průmyslu jsou spojky třecí. Používají se jak pro aplikaci rozjezdových spojek tak i jako spojky směrové. Třecí spojky bývají rozděleny na spojky kotoučové a lamelové. Hlavní rozdíl mezi těmito dvěma typy je počet kotoučů, které jsou ovládány. Zatímco Kotoučová spojka má ovládány kotouč jeden, lamelová spojka jich má více. Tyto kotouče jsou však tenčí a proto bývají nazývány lamelami. Existují i kotoučové spojky, které mají více kotoučů a přesto to nejsou spojky lamelové. Jedním z příkladů je spojka dvoukotoučová vyobrazena na Obr. 22. Charakteristické vlastnosti obou typů třecích spojek budou popsány v následujících podkapitolách.

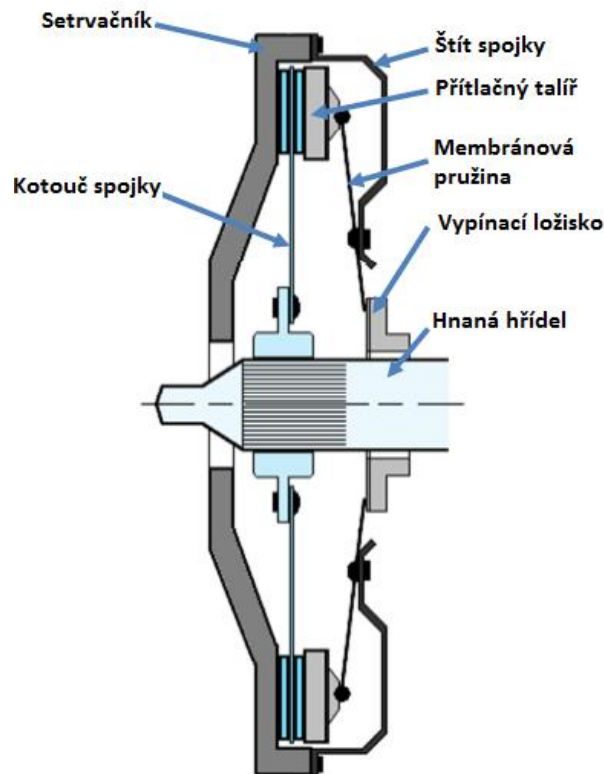
2.4.1 TŘECÍ SPOJKA KOTOUČOVÁ

Kotoučová třecí spojka patří v dnešní době k nejrozšířenějším variantám spojek používaných v automobilovém průmyslu. Konstrukční provedení jednotlivých kotoučových spojek se liší pouze v detailech. Základními částmi kotoučové spojek jsou:

- Setrvačnick
- Štít spojky
- Přítlačný kotouč
- Pružina
- Vypínací ložisko
- Spojkový kotouč



- Hnaná hřídel



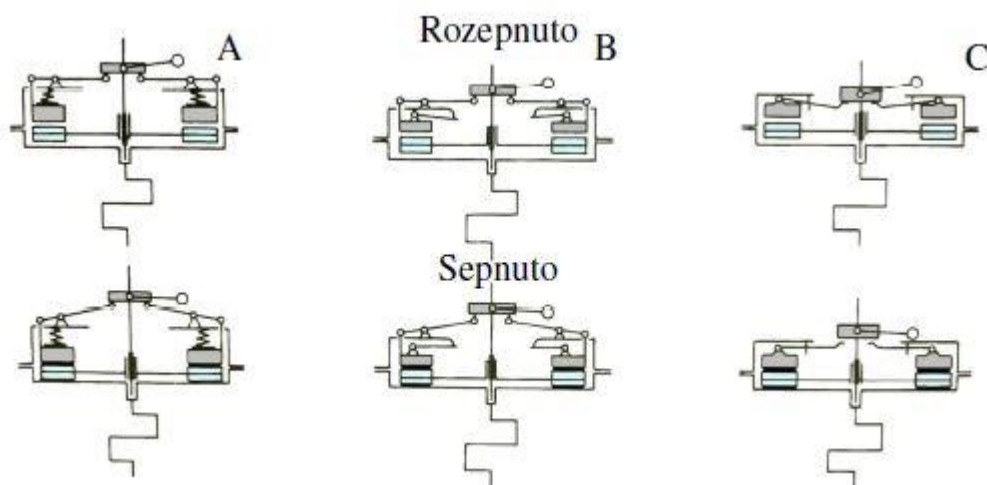
Obr. 18 Schéma konstrukce kotoučové spojky s popisem [3]

Princip činnosti kotoučové třecí spojky bude vysvětlen na jednoduchém schématu vyobrazeném na Obr. 18. Setrvačnick je pevně spojen s hnací hřídelí a otáčí se stejnými otáčkami jako hnací hřídel. K setrvačnicku je pomocí šroubů připojen štít spojky, který je přes membránovou pružinu spojen dále s přítlačným kotoučem. Mezi setrvačnickem a přítlačným kotoučem najdeme spojkový kotouč. Tomu je umožněn axiální posuv na hnané hřídeli díky drážkám na vnitřním obvodu kotouče a na hřídeli. V sepnutém stavu je spojkový kotouč svírá z pravé strany přítlačným kotoučem a z levé strany setrvačnickem. Přenos točivého momentu je realizován pomocí tření mezi spojkovým kotoučem, přítlačným kotoučem a setrvačnickem. Sílu sevření spojkového kotouče určuje membránová pružina. Chceme-li spojku vypnout, sešlápneme spojkový pedál, čímž posuneme vypínací ložisko doleva a spojka začíná prokluzovat. Při plném sešlápnutí spojkového pedálu již membránová pružina, která je spojena s přítlačným kotoučem i s ložiskem, odsune přítlačný kotouč z kontaktu se spojkovým kotoučem. Tím docílíme úplného přerušení přenosu točivého momentu na hnanou hřídel. Třecí kotoučová spojka bývá nejčastěji konstruována jako suchá, to je bez olejové náplně. [3][11][15][43]

Pružina, kterou spojka obsahuje, může být různého typu. Jedná se o pružinu vinutou, talířovou a membránovou. Jejich ovládání je zobrazeno na Obr. 19. V dřívějších dobách byla hojně využívána pružina vinutá. Přítlačná síla byla vytvářena pomocí několika vinutých pružin



rozmístěných po obvodě přítlačného talíře, rovnoběžně s osou rotace spojky. Vypnutí spojky bylo dosaženo pomocí vypínacích páček, které působili na pružiny. Nevýhodou tohoto typu odpružení je silový průběh vinutých pružin. Při opotřebení dochází k poklesu přítlačné síly lineárně a spojka přestává plnit svoji funkci dříve než při použití jiných typů pružin. Dalším typem je pružina talířová. Ta má již příznivý průběh přítlačné síly, nicméně stále potřebuje ke své funkci vypínací páčky. Dnes nejčastěji využívaný typ pružiny je pružina membránová. Průběh síly je téměř shodný s pružinou talířovou, avšak díky drážkám které pružina obsahuje, již pro správnou funkci nejsou nutné vypínací páčky. Konce drážek jsou opatřeny kruhovým výřezem, aby nedocházelo ke vzniku prasklin. Neupravené konce drážek by působily jako koncentrátoři napětí a membránová pružina by měla kratší životnost. [43]



Obr. 19 Princip ovládání spojkových pružin, A-vinutá, B-talířová, C-membránová [43]

SPOJKOVÉ KOTOUČE A JEJICH OBLOŽENÍ

Na Obr. 20 lze vidět podobu spojkového kotouče včetně tlumiče torzních kmitů v podobě vinutých pružin. Spojkový kotouč je umístěn mezi třecími plochami setrvačníku a přítlačného kotouče. V případě sepnuté spojky je spojkový kotouč sevřen těmito dvěma třecími plochami a celé spojkové soustrojí se otáčí jako jeden celek. V případě rozepnuté spojky nedochází k přenosu točivého momentu, protože součásti se nedotýkají. Oddálení spojkového kotouče od třecích ploch setrvačníku a přítlačného kotouče je realizováno axiálním posuvem spojkového kotouče po hnané hřídeli. To je možné díky drážkování náboje kotouče, který umožňuje pouze axiální pohyb, zamezuje však vzájemnému otáčení hnané hřídele a spojkového kotouče.



Obr. 20 Spojkový kotouč s tlumičem torzních kmitů složeným z vinutých pružin [36]

Na vnějším povrchu spojkového kotouče se nachází třecí spojkové obložení, jehož úkolem je zvýšit koeficient tření kontaktních ploch tak, aby docházelo k žádanému přenosu točivého momentu a spojka neprokluzovala. Třecí obložení je ke kotouči obvykle přichyceno prostřednictvím dutých nýtů, nejčastěji vyrobených z hliníku nebo mědi. Duté nýty mají schopnost rozvířit vzduch kolem kotouče, čímž napomáhají k jeho chlazení. Tomu napomáhá i vysoký součinitel přenosu tepla těchto dvou materiálů. Navíc má hliník i měď poměrně nízkou hmotnost, která je u spojkových kotoučů také vyžadována. Při vysoké hmotnosti by kotouč měl velký moment setrvačnosti, který je v tomto případě nežádoucí. Dalším způsobem přichycení třecího obložení ke spojkovému kotouči je jeho přilepení pomocí speciálního lepidla. Toto lepidlo musí být schopné odolávat vysokým teplotám, při kterých spojka pracuje a zároveň musí být schopné ustát časté a rychlé změny teplot vlivem prudkého zahřívání a ochlazování kotouče. Spojkové kotouče a tedy i třecí obložení rotují velmi vysokými rychlostmi, jsou tedy zatíženy velkou odstředivou silou, která zvyšuje namáhání obložení. Právě kvůli rotaci kotouče vysokými rychlostmi je bezpodmínečně nutné, aby byl kotouč staticky i dynamicky dobře vyvážen. Třecí plochy spojkového obložení jsou dále vystaveny tahovému ohybovému i smykovému napětí. Na spojkové obložení jsou kladeny tyto hlavní požadavky:

- Vysoká mechanická pevnost
- Odolnost proti opotřebení
- Tepelná odolnost
- Bezhluchý chod
- Nízké opotřebení protilehlého třecího materiálu
- Široké teplotní rozmezí použitelnosti
- Koeficient tření nezávislý na teplotě

Z hlediska konstrukce je nutné zajistit vysokou odolnost proti praskání obložení. Ta je závislá na výrobním postupu, tepelném zatížení a také na průměru kotouče. Různé typy spojkových obložení je možné vidět na Obr. 21. Spojkové obložení musí být schopné fungovat i při krátkodobých velmi vysokých teplotních zatíženích. Ty mohou nastat např. vlivem zařazení špatného rychlostního stupně. S rostoucí hmotností spojkového kotouče se zvyšuje i jeho



moment setrvačnosti, který nepříznivě ovlivňuje životnost ostatních komponent hnacího ústrojí. [11][14][43]

Proto je důležité snažit se spojkový kotouč co nejvíce odlehčit, samozřejmě při zachování všech ostatních požadovaných vlastností. Každý spojkový kotouč má v oblasti obložení plošné drážky. Ty slouží k odvodu otěru z obložení (samočisticí účinek), k cirkulaci proudu chladicího vzduchu a také k zabránění zanášení protilehlé třecí plochy. V minulosti bývalo spojkové obložení vyráběno převážně z dlouhovláknenného azbestu. Jeho výhody spočívaly v nízké hmotnosti, nehořlavosti a celkové odolnosti. Od používání azbestu ve spojkovém obložení se ale na konci 20. století upustilo, bylo totiž zjištěno, že je karcinogenní. V současnosti bývá nejčastěji využíváno organické třecí obložení. Přísady formovací směsi lze rozdělit do pěti hlavních skupin:

- Abraziva/Lubrikanty
- Vlákna
- Guma
- Plniva
- Pryskyřice



Obr. 21 Různé typy spojkových kotoučů s obložním [2]

Úkolem abraziv je navýšit koeficient tření, úkolem lubrikantů je koeficient tření stabilizovat aby byl nezávislý na teplotě. Vlákna slouží jako matrice směsi. Většinou bývají z uhlíkových, skleněných, bavlněných nebo aramidových vláken. Dříve byla využívána i měděná vlákna, nyní se však od toho odstupuje. Aby bylo dosaženo co nejlepší odolnosti proti odstředivým silám, bývají vlákna splétána do sítí. Guma bývá do směsi spojkového obložení přidávána za účelem zvýšení jeho pružnosti. Pružnost totiž zvyšuje životnost protilehlé třecí plochy a snižuje opotřebení. Pro zvětšení objemu bývá do spojkového obložení přidáváno plnivo. To bývá velmi levné a kromě navýšení objemu nemá žádnou jinou funkci. Poslední složkou je pryskyřice, která ovlivňuje součinitel tření a zlepšuje soudržnost celé směsi. V zásadě existují tři způsoby výroby organického třecího obložení.



LISOVANÁ OBLOŽENÍ

Lisované obložení vzniká smícháním plnicí hmoty a ostatních komponent a jejich následným vytvrzením za tepla, pod tlakem ve formách. Takto vzniklé obložení je levné, má konstantní vlastnosti a má stejnoměrně promísené vlákna a plnivo. Navíc jej lze mechanicky opracovat.

VINUTÁ OBLOŽENÍ

Vinuté obložení je způsob výroby obložení používaný především v dřívějších dobách. Azbestová a kovová vlákna byla spředená dohromady a vzniklá příze byla poté napuštěna plnivem. Napuštěná příze byla následně spirálovitě navinuta na spojkový kotouč. Výhodou tohoto způsobu výroby obložení je nízká hmotnost a odolnost vůči vysokým otáčkám.

TKANÁ OBLOŽENÍ

Tkané obložení je třetím ze základních způsobů výroby obložení. Základní substancí jsou dlouhoválkenné náhradní látky a vlákna mosazi, mědi a cínu. Tento materiál je spřádán do vláken, ze kterých je posléze utkána síť. Společně s plnivem je tato síť poté vytvrzena ve formě, za spolupůsobení vysoké teploty a vysokého tlaku. Výhoda tkaného obložení spočívá v odolnosti vůči vysokým otáčkám.

Pro teplotně velmi namáhané spojky bývá využíváno anorganické obložení na bázi keramických materiálů. Dle hlavních součástí rozlišujeme směsi ze spékaného železa a ze spékaného bronzu. Charakteristika a koeficient tření obložení je dán podílem uhlíku a oxidu hliníku, křemene, magnezitu, mullitu. Při výrobě anorganického obložení je práškový materiál nejprve spečen a částečně stlačen ve formách. Teprve poté je spečen pod tlakem a stlačen do finální podoby. Takto vzniklé obložení má schopnost přenášet obrovské točivé momenty i při velmi vysokých teplotách, proto je toto obložení zvláště vhodné pro závodní speciály. Anorganické obložení má však i nevýhody. První z nich je cena, která je mnohonásobně vyšší než u organického typu, další je křehkost materiálů na bázi keramiky. Součinitel tření organických obložení se pohybuje mezi 0,26 až 0,30 teplotní odolnost bývá zaručena až do 300°C. Anorganická obložení mají koeficient tření vyšší, přibližně 0,5, což sice vede k podstatnému zvýšení přenosového výkonu, avšak za cenu zvýšeného opotřebení protilehlé třecí plochy. Další nevýhoda je i ve vyšší hmotnosti spékaného obložení. Garantovaná tepelná odolnost spékaného obložení se pohybuje kolem teploty 600°C.

Jedním z úkolů spojkového kotouče je i pohlcení torzních kmitů klikové hřídele. Princip tlumení kmitů spočívá v rozdělení spojového kotouče na více částí, které se mohou vůči sobě natáčet. Jejich vzájemný pohyb je tlumen silou vinutých pružin, kterými jsou tyto části spojeny. Mezi těmito částmi jsou umístěny také třecí segmenty, které brání rozkmitání pružin. Odpružený spojkový kotouč bývá používán pouze při absenci dvoumotového setrvačnicku. Je-li na vozidle instalován dvoumotový setrvačnick, potom přebírá úlohu tlumení torzních kmitů on. Dříve bylo k tlumení torzních kmitů pomocí spojkového kotouče užíváno pryžové odpružení. [11][14][43]

SETRVAČNÍK A PŘÍTLAČNÝ KOTOUČ

Přítláčný talíř tvoří jednu z částí, přes kterou je v důsledku kontaktu se spojkovým kotoučem přenášen točivý moment. Přítláčný kotouč bývá mohutný, aby bylo umožněno odvádět co možná největší množství tepla, které na kotouči vzniká v důsledku kontaktu třecích ploch. Jeho



povrch bývá dobře opracován s cílem využít co největší třecí plochu k přenosu točivého momentu. Druhým komponentem, přes který je přenášen točivý moment, je setrvačnick. Ten je přímo spojen s klikovou hřídelí a tvoří nosnou část spojky, na níž jsou ostatní komponenty uchyceny. Jeho masivní konstrukce má dvě hlavní opodstatnění, napomáhá ke klidnějšímu chodu motoru a pomáhá odvádět větší množství tepla z kontaktu setrvačnicku a spojkového kotouče. V případě že torzní kmity v důsledku chodu motoru nejsou tlumeny pružně uloženým spojkovým kotoučem, bývá ve vozidle často instalován dvouhmotový setrvačnick. Ten se zde opět skládá ze dvou pružně oddělených částí, které jsou schopny se vůči sobě natáčet. Na Obr. 22 vidíme kompletní sestavu dvoukotoučové spojky. [11]



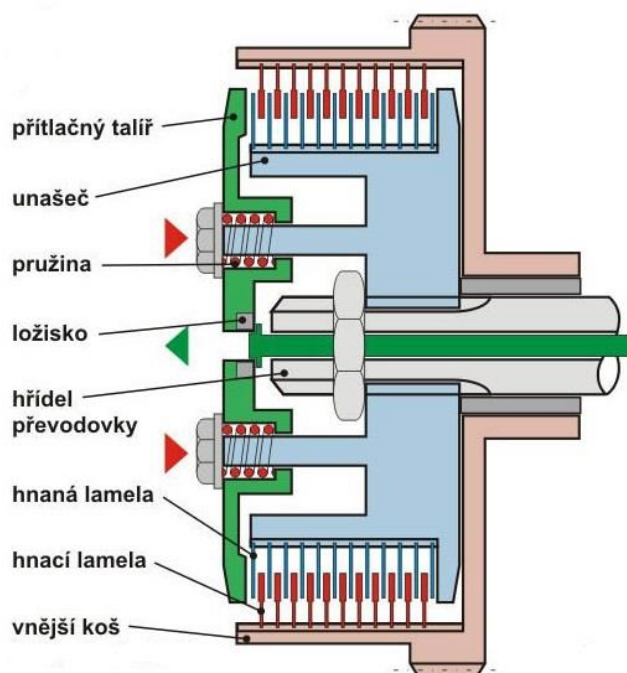
Obr. 22 Kompletní sestava dvoukotoučové spojky [33]

2.4.2 TŘECÍ SPOJKA LAMELOVÁ

Další z druhů třecích spojek je třecí spojka lamelová. Tento typ spojky bývá v systémech aktivního dělení točivého momentu využíván zdaleka nejčastěji. Důvody jeho využití pro tyto aplikace spočívají v jeho výhodách, které jsou popsány níže. Princip fungování lamelové spojky je velmi podobný spojce kotoučové a bude popsán na zjednodušeném schématu na Obr. 23. Točivý moment je přiváděn na setrvačnick, který je pevně spojen s vnějším košem spojky. Na vnitřní straně vnějšího koše spojky jsou umístěny hnací lamely spojky, kterým je umožněn axiální posuv. Hnací lamely bývají obvykle pevně spojeny s hnací částí. Aby se lamely nepootáčely vůči koši spojky, bývají lamely opatřeny výstupky, které zapadají do výřezů v koši spojky. Na hnané hřídeli jsou přes unašeč stejným způsobem umístěny axiálně posuvné hnané lamely spojky. Při požadavku na sepnutí spojky dojde prostřednictvím vypínacího mechanismu ke stlačení lamel k sobě, hnané a hnací lamely se dostanou do kontaktu a vlivem tření se začne přenášet točivý moment ze setrvačnicku na hnanou hřídel. Chceme-li přenášet větší množství točivého momentu, existují v zásadě tři způsoby jak toho dosáhnout. První možností je zvýšení koeficientu tření na třecích plochách. Koeficienty třecích ploch jsou však dnes již na svých hraničních hodnotách. Druhá možnost je zvýšení přítlaku při konstantní třecí ploše. Přítlak však nemůže být libovolně velký, protože třecí obložení je schopno správně pracovat pouze do určité velikosti přítlaku. Poslední variantou je použití více lamel čímž zvětšíme třecí plochu čímž je umožněno přenášet vyšší točivé momenty. Výhoda oproti spojce kotoučové spočívá v zásadním zmenšení zástavby spojky při schopnosti přenášet stejnou velikost točivého momentu. Zmenšení zástavby je umožněno díky většímu počtu třecích lamel, které však mají menší průměry než spojkový kotouč u kotoučové spojky. Lamelové spojky bývají obvykle



konstruovány jako mokré nebo polomokrý. V důsledku většího počtu třecích ploch na malém prostoru je nutné spojku adekvátně chladit. Mokrý spojky mají lamely ponořeny v olejové náplni, která odvádí z lamel teplo a otěr. U typu polomokrých spojek nebyvají lamely do oleje ponořeny, ale pohybují se v olejové mlze. Nejčastěji bývá využíván olej s nízkou viskozitou. [5][11][16][38][43]



Obr. 23 Schéma konstrukce lamelové spojky s popisem [32]

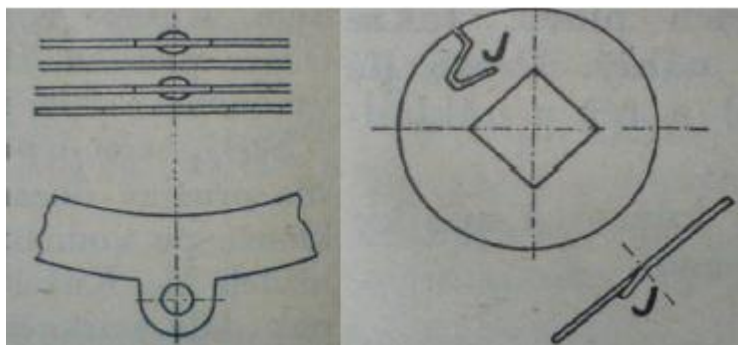
LAMELY

Lamelové třecí spojky používají více spojkových kotoučů místo jednoho. Tyto kotouče jsou tenké, a proto jsou nazývány lamelami. Jejich šířka bývá obvykle od jednoho do pěti milimetrů. Při menší šířce by bylo velice obtížné dodržet geometrické tolerance, zejména rovinnost a rovnoběžnost třecích ploch. Tenké lamely navíc obvykle nejsou schopny vyhovět požadavku měrného tlaku v nosném drážkování. Při větší šířce než pět milimetrů nastává problém s přílišnou tuhostí lamel a následným nedostatečným doléháním lamel na sebe. Obložení lamel bývá obvykle vyráběno z materiálů jako je ocel, litina, korek, spékané bronzy atd., přičemž jako třecí kombinace se velmi často používá ocel + jeden z těchto materiálů. Výběr třecí dvojice je dán pracovním prostředím (suché, polomokrý, mokré) a náročností provozu. Třecí materiál bývá na lamely upevňován nýtováním, lepením, spékáním, lisováním, případně usazením do připravených otvorů. Třecí materiál je častěji připevněn pouze na lamelách vnějších, tedy těch, které jsou připojeny k hnací hřídeli či vnějšímu koši spojky. Jako třecí materiál bývají také často používány kovokeramické třecí materiály, které mají s ocelovou protiplochou vysoký součinitel tření (mazané 0,15 a nemazané až 0,6), vysokou odolnost proti opotřebení a snášejí teploty až 300°C (krátkodobě až 1000°C). Při vyšších nárocích na přesnost se vrstva kovokeramického materiálu obrábí. Samotné vnitřní lamely jsou pak nejčastěji vyráběny z nízkouhlíkové oceli třídy 11 a 12. Jejich povrch bývá pro zajištění spolehlivého difuzního spojení galvanicky

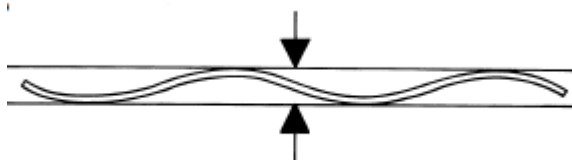


pokoven vrstvou niklu nebo mědi o tloušťce 0,02 milimetru. Vnější lamely jsou bez obložení a na jejich výrobu se často používají oceli třídy 12, 13, 14 a 19, které se zušlechťují na tvrdost alespoň 33HRC. Pokud je na výrobu vnějších lamel použita litina pak se nejčastěji jedná o litiny 42 2418 až 42 2435. Možné je však vnější lamely vyrábět i z lité oceli případně i cementační tvářené oceli a dalších materiálů. Maximální přípustná tvrdost je u zušlechtěných ocelí 50 HRC, aby nedocházelo k jejich deformování a lámání. Tvrdost hnané hřídele a vnějšího krytu spojky musí být alespoň stejná nebo vyšší než je tvrdost lamel, aby nedocházelo k zatlačování zubů lamel do drážkování hřídele. Plechy vnitřních i vnějších lamel bývají stejné tloušťky, tloušťka obložení bývá přibližně pětina, než je tloušťka samotné lamely. Povrch vnějších lamel je často leštěn i lapován, aby nepoškozoval protiplochu, zatímco povrch kovokeramického třecího obložení může být drsnější. Třecí materiál je totiž měkčí než ocel a s provozem se vyhladí. [5][11][43]

Aby se lamely vlivem hustého oleje neslepovaly, bývají lamely opatřeny jazýčky, díky kterým zůstanou lamely odděleny. Další možností jak zamezit slepování lamel spojky je přinýtovat na některou z lamel hlavičku, jak je vidět na obrázku. K udržování stanovené axiální vzdálenosti mezi lamelami je možné využít i tzv. sinusové lamely. Jak už je z názvu patrné, je tento typ lamely sinusově ohýbán, čímž jsou na nich vytvořeny vlnky, které jsou schopny fungovat jako pružící prvek a zabráňují slepení lamel k sobě. Tvar sinusové lamely je vidět na obrázku níže. Jednotlivé způsoby zamezení slepování lamel můžeme vidět na Obr. 24 a Obr. 25. [11][29]



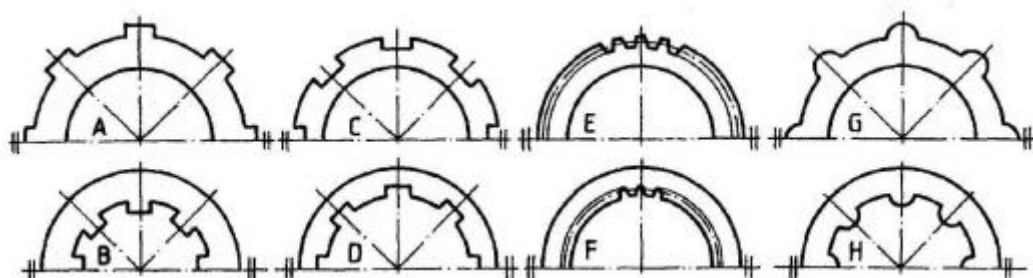
Obr. 24 Způsoby zamezení slepování lamel, vlevo jazýčkový, vpravo hlavičkový [16]



Obr. 25 Tvar sinusového zvlnění lamely [29]

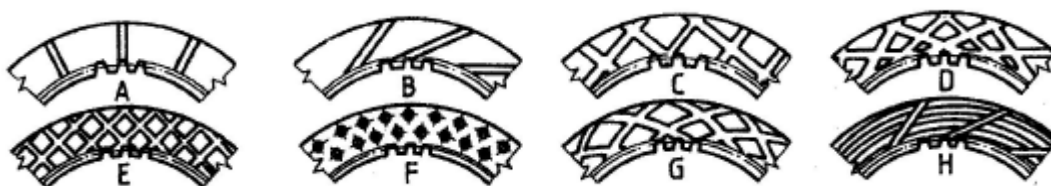
Nosné drážkování lamel slouží k tomu, aby se lamely nepootáčely vůči hnané nebo hnací části, v závislosti na tom o jakou lamelu se jedná. Často bývá využíváno rovnobokého a obloukového drážkování s ozuby, jehož výhody jsou především jednodušší výroba a s tím související nižší

náklady. Pro větší zatížení se používá evolventní drážkování. Typy nosného drážkování jsou zobrazeny na Obr. 26. [11][29][43]



Obr. 26 Tvary nosného drážkování lamel, zleva: vačkové s ozuby, vačkové s drážkami, evolventní, obloučkové [11]

Lamely spojky mají vždy i plošné drážkování jak na třecím obložení, tak i na ocelovém plechu. Různé typy plošného drážkování lze spatřit na Obr. 27. Drážkování na obložení je však častější protože je snadněji zhotovitelné. V případě méně časté suché lamelové spojky postačí, aby lamely měly radiální nebo tangenciální drážkování. Takovéto drážkování slouží k odvodu tepla a otěru ze stykových ploch. V některých případech lze použít i lamely bez drážkování. Pro spojky polomokrě a mokře je však plošné drážkování nezbytné. Tím, že má třecí povrch plošné drážkování, dosáhneme toho, že styková plocha rozčleněná na malé části dokáže efektivně rozrušovat olejový film a tím zamezovat lepení lamel k sobě. V praxi se používají drážkování křížové, dvojité tangenciální, dírkované, dvojité spirální a kombinace spirálního s tangenciálním. Tangenciální drážkování slouží k odstříku oleje od osy rotace. Průřez drážkování je odvislý od množství chladicího oleje, který drážkami protéká. Drážky lze vyrobít jak lisováním, tak i obráběním, přičemž lisované drážky musí mít boky profilu šikmé, obráběné drážky mohou být šikmé i kolmé. [11][29][43]



Obr. 27 Typy plošného drážkování lamel, A-radiální, B-tangenciální, C-křížové, D-dvojitě tangenciální, E-křížové, F-dírkované, G-dvojitě tangenciální, H-spirálně tangenciální [11]

2.4.3 OVLÁDÁNÍ SYSTÉMU

Spojky, které nejsou ovládány automaticky, jako tomu je u odstředivých nebo hydraulických spojek, je nutné vybavit odpovídajícím ovládáním. Tato kapitola se zabývá možnostmi ovládání nejběžnějšího typu spojek, tj. spojek třecích. Ovládání třecích spojek je možné zajistit v zásadě čtyřmi způsoby. Jsou jimi ovládání mechanické, pneumatické, elektromagnetické a hydraulické. Tyto čtyři způsoby jsou popsány v následujících podkapitolách. Výběr správného typu ovládání třecích spojek pro konkrétní aplikaci závisí:



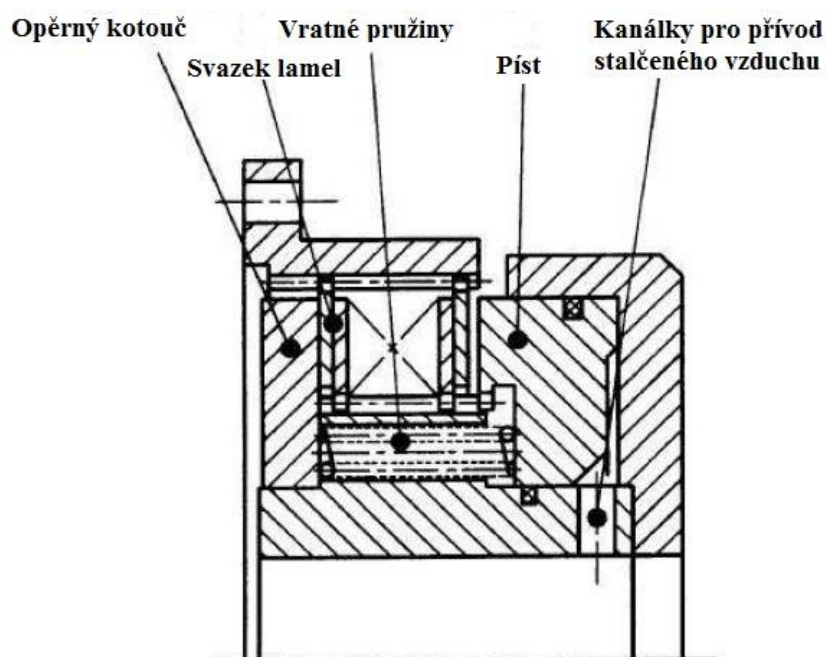
- na dostupnosti ovládacího média na potřebných místech
- na požadovaných charakteristikách spínání
- na požadované rychlosti a přesnosti spínání
- na možnostech využití programovatelného spínání

MECHANICKÉ OVLÁDÁNÍ

Ovládání mechanické je charakteristické mechanickou vazbou mezi lamelami a místem kde je aplikována síla. Síla je v případě mechanického ovládání generována mimo prostor spojky. V našem případě by spojky mohly být ovládány vypínacím ložiskem podobně, jako je tomu u většiny rozjezdových třecích spojek. Síla by potom mohla být aplikována prostřednictvím krokového motorku, který by stlačoval páku mechanicky spojenou s vypínacím ložiskem. Krokový motorek by byl řízen povely z řídicí jednotky, která vyhodnocuje informace z různých senzorů umístěných na vozidle. Tento způsob ovládání spojek má však jednu zásadní nevýhodu. Není schopný vytvořit dostatečný tlak lamely spojky. Mechanicky ovládané spojky je nutné po určité době seřídít, to se provádí potáčením seřizovací matice. Takto ovládané spojky mohou být provozovány jak v suchém tak i v mokřím prostředí. Od typu prostředí se však odvíjí typ chlazení spojky. [11]

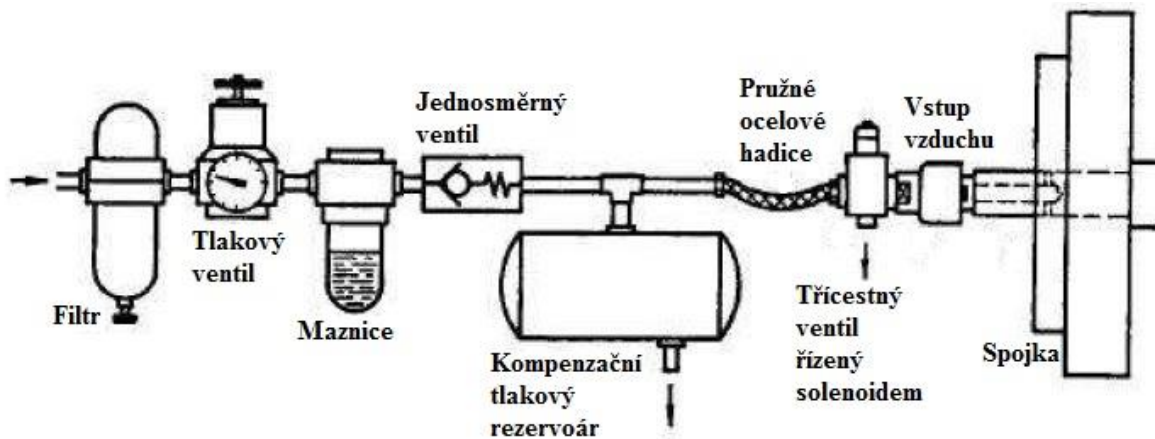
PNEUMATICKÉ OVLÁDÁNÍ

Dalším z možných způsobů ovládání spojek je ovládání pneumatické. Toto ovládání využívá k sepnutí spojek tlakového vzduchu. Stlačený vzduch je považován za tzv. čistý zdroj energie, protože při jeho úniku nehrozí kontaminace okolí ani nebezpečí požáru. Rychlé a přesné ovládání mechanismu, jednoduchý transport média a minimální potřeba údržby ať už na straně zdroje vzduchu nebo na straně spojky jsou charakteristickými vlastnostmi pneumatického ovládání. Tento způsob ovládání umožňuje využívat až násobně větší ovládací tlaky než ovládání mechanické. Ty mohou dosahovat v limitních případech až 1 MPa. Díky tomu je umožněn přenos relativně velkých točivých momentů. Pneumatického ovládání bývá využíváno například pro lisy, nůžky, ropné vrtné soustavy a těžké strojírenské stroje. Za pomoci přesných ventilů je možné dosáhnout velmi krátkých spínacích časů a velké přesnosti sepnutí. V případě potřeby urychlování hmotných součástí bývají do systému pneumatického ovládání začleněny regulační ventily, tak aby byly součásti urychlovány přesně a pomalu. Pneumaticky ovládané lamelové spojky dokážou obstát i ve velmi nevýhodných podmínkách. I velmi velké spojky mohou být spínány rychle a přesně za předpokladu že je v zásobníku adekvátní množství stlačeného vzduchu a že jsou trubky i ventily vhodně dimenzovány.



Obr. 28 Schéma pneumaticky ovládané lamelové spojky s popisem [11]

Na Obr. 28 můžeme vidět schéma pneumaticky řazené spojky, na němž je vysvětlen princip pneumatického ovládní. Píst je tlačěn tlakovým vzduchem ve válci, který je natlakován pomocí kanálků pro přívod stlačeného vzduchu, kterými proudí stlačený vzduch. Lamely jsou pístem přitlačovány k opěrnému kotouči a tím je spojka sepnuta. Při přerušení přívodu stlačeného vzduchu je píst tlačěn vratnými pružinami zpět do své výchozí polohy. Lamely přestávají být stlačovány a dochází k rozepnutí spojky. Pro správnou funkci pneumatického ovládní je nutné dodržovat doporučené tolerance. Samozřejmostí zde je i použití těsnicích kroužků. Teplota válce by měla být udržována mezi 80–100 °C, v opačném případě by mohlo dojít ke znehodnocení těsnění a následně špatné či omezené funkci spojky. [11]

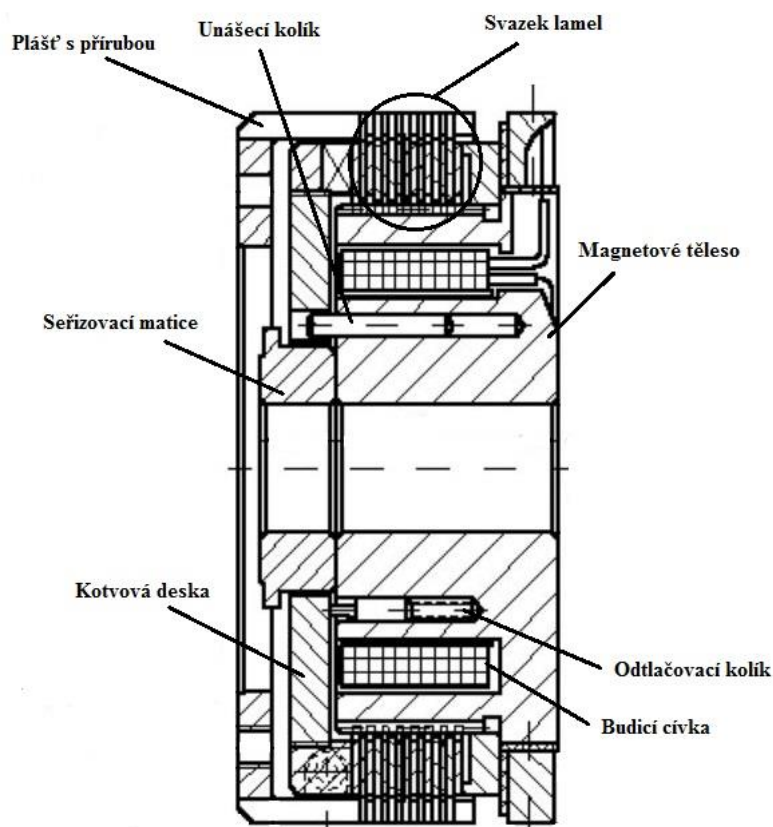


Obr. 29 Schéma zapojení soustavy pneumatického ovládní spojky [11]

Obr. 29 ukazuje schéma zapojení pneumatického řazení spojky. Vzduch vstupující do systému musí nejprve projít přes filtr kde je zbaven nečistot. Nedošlo-li by k filtraci, mohlo by dojít k poruchám ventilů. V nejhorším případě by mohly nečistoty poškodit dvojici píst-válec, čímž by došlo ke vzniku netěsností a v důsledku toho ke zhoršení funkce spojky. Jakmile je vzduch přefiltrován, prochází přes tlakový ventil kde je omezován tlak. Následně putuje do maznice, kde je ke stlačenému vzduchu přimícháván olej. Optimální přimazávání vzduchu olejem je 1 až 3 kapky oleje na 1 m³ vzduchu. Dalším prvkem, přes který vzduch prochází je jednosměrný ventil. Ten zabraňuje zpětnému chodu vzduchu. Rezervoár stlačeného vzduchu slouží ke kompenzaci spotřebovaného vzduchu a zajišťuje konstantní hladinu tlaku v systému. Vzduch poté proudí přes pružné ocelové hadice až ke třícestnému, solenoidem řízenému ventilu. Ten má dva výstupy. Jeden do atmosféry, druhý ke spojce. Řídící jednotka rozhodne kam vzduch poslat a dá povel solenoidu, který umožní výstup vzduchu do patřičného místa. V zájmu dosažení přesných a rychlých reakcí systému je vhodné volit co nejkratší potrubí a co nejrychlejší ventily s dostatečně velkými průměry. [11]

ELEKTROMAGNETICKÉ OVLÁDÁNÍ

Elektricky řazené lamelové spojky přenášejí jmenovitý točivý moment třením lamel, které jsou svírány a uvolňovány působením elektromagnetu. Spojky spojují hnací část stroje s částí hnanou. Elektricky řazené lamelové spojky mají vzhledem k velikosti přenášeného jmenovitého točivého momentu velmi malé rozměry. Jsou charakterizovány rychlým vzrůstem točivého momentu na jmenovitou hodnotu a malým zbytkovým momentem po vypnutí. Plášť s přírubou je pevně spojen s hnanou částí stroje. Spolu s vnějšími lamelami tvoří hnanou část spojky. Hnací část tvoří magnetové těleso, do jehož ozubení zapadají vnitřní lamely. Vnější lamely unášejí svými výstupky plášť spojky. Kotvová deska je spojena s magnetovým tělesem unášejícími kolíky. Je-li do budicí cívky zaveden stejnosměrný proud, je kotvová deska přitažena k magnetovému tělesu. Je-li spojka vypnuta, je deska odtlačena odpruženými odtlačovacími kolíky na přírubu distančního pouzdra. Seřizovací matice je našroubována na kotvovou desku, takže při zapnutí spojky sevře svazek lamel. Otáčením matice lze regulovat šířku vzduchové mezery mezi magnetovým tělesem a kotvovou deskou.



Obr. 30 Schéma elektromagneticky ovládané lamelové spojky s popisem [30]

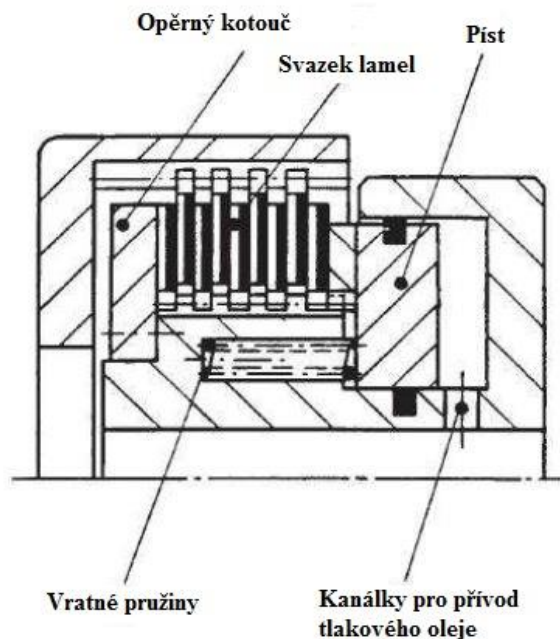
Správná funkce spojky závisí na velikosti vzduchové mezery mezi kotvou a magnetovým tělesem. Při malé mezeře dosedne kotva na magnetové těleso, aniž by se lamely plně stlačily. Dochází tak k prokluzu spojky a ta není schopna přenést dostatečně velký točivý moment. Při příliš velké mezeře se snižuje velikost elektromagnetického toku a tím i velikost přenášeného momentu. Doporučená velikost mezery se pohybuje mezi 0,3–0,8 mm. K jejímu přesnému seřízení slouží sada listkových měrek, které se zasunují do vybrání matice. Sběrací kroužky slouží k přívodu budicího proudu kartáčků. Pro mazané prostředí jsou používány bronzové a pro suché prostředí měďenografitové sběrací kroužky. Distanční pouzdro vymezuje krajní polohu kotvy. Budicí cívka je zalita v magnetovém tělese. Pro elektromagnetické ovládání spojek je potřebné stejnosměrné napětí 12–40 V. Potřeba stejnosměrného napětí může být považována za jednu z nevýhod tohoto typu ovládání spojek. Výhodou elektromagneticky řazených spojek je poměrně velké množství povolených sepnutí za hodinu při zachování vysoké přesnosti spínání. [11][30]

HYDRAULICKÉ OVLÁDÁNÍ

V případě nestacionárních strojů je velmi oblíbené hydraulické ovládání lamelových spojek. Hydraulicky ovládané lamelové spojky se vyrábí zpravidla v mokřem provedení, to znamená,



že lamely není třeba před olejem jakýmkoliv způsobem chránit. Princip hydraulického ovládání je vysvětlen na Obr. 31.



Obr. 31 Schéma hydraulicky ovládané lamelové spojky s popisem [11]

Olej je přiváděn kanálky pro přívod tlakového oleje. Píst je působením tlakového oleje posouván směrem vpravo, kde prostřednictvím přítlačných čepů stlačuje lamely k sobě navzájem a přitlačuje je na opěrný kotouč. Tímto je spojka zapnuta. V případě požadavku na rozepnutí spojky je přerušen tlakový přívod oleje a lamely spolu s pístem se účinkem vratných pružin přesunou do svých výchozích pozic. [11]

Samotné hydraulické ovládání můžeme dále rozdělit do dvou skupin:

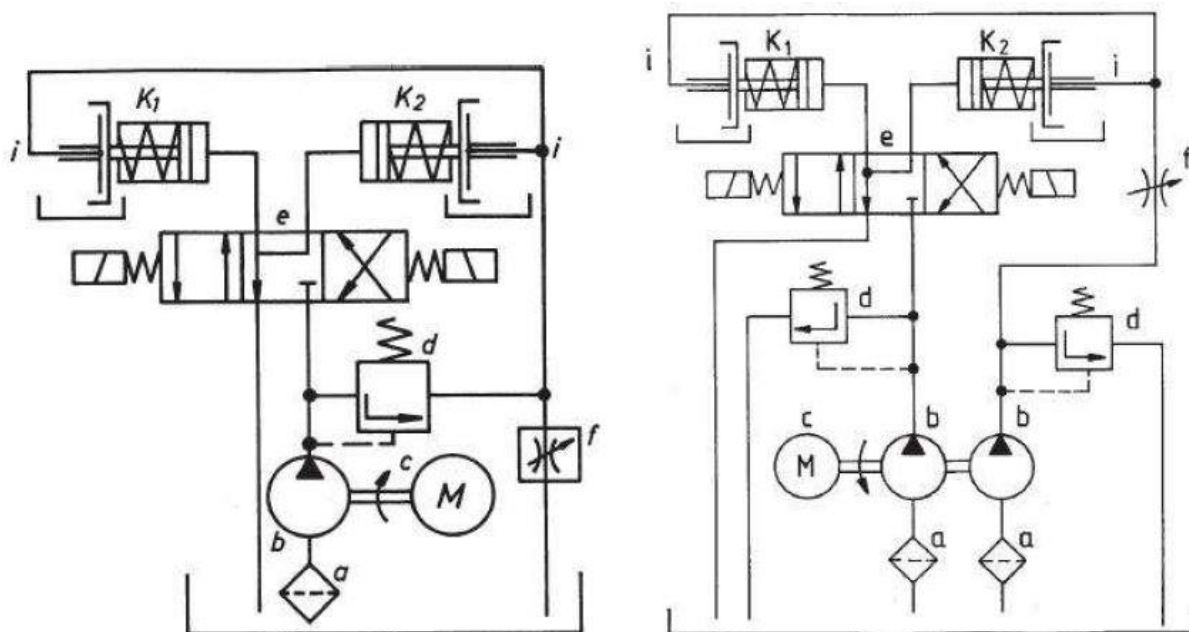
- Semihydraulické
- Plně hydraulické

Semihydraulický systém sestává z hlavního spojkového válce, potrubí, pracovního spojkového válce, vypínací vidlice a vypínacího ložiska. Plně hydraulický systém sestává z hlavního spojkového válce, potrubí a koncentrického spojkového válce. Hlavní výhodou plně hydraulického systému v porovnání se semihydraulickým systémem je výrazně menší množství dílů. K ovládní semihydraulického systému je nutné použití větší síly, to je způsobeno především tím, že při provozu je u tohoto systému větší tření než u plně hydraulického systému. Z tohoto pohledu je tedy plně hydraulický systém účinnější z hlediska vynaložené práce a ztrát energie. [13]

Hydraulické ovládání vyžaduje zdroj tlakového oleje o tlaku 1 až 10 MPa. Maximální ovládací tlak je dosažen až na konci procesu spínání spojky. Často bývá součástí hydraulického potrubí i hydraulický absorbér. Jeho úkolem je zeslabovat vibrace způsobené hydraulickými rázy.



V případě spojky s jedním pístem existuje nebezpečí samovolného sepnutí spojky vlivem odstředivé síly ve válci. Hydraulicky ovládané lamelové spojky jsou schopny přenášet velmi vysoké točivé momenty i při relativně malých geometrických rozměrech. Pokud se jedná o lamelovou spojku s mokrým během a kombinací třecích materiálů ocel, sintrované obložení, potom je při správné funkci spojky dosahováno pouze velmi malého opotřebení. Toto opotřebení je navíc automaticky kompenzováno delším zdvihem pístu. Díky tomu nevyžadují hydraulicky ovládané lamelové spojky téměř žádnou údržbu. Těsnění pístu je provedeno ocelovými kroužky s obdélníkovým průřezem. Vůle mezi pístem válcem a těsnícím kroužkem jsou sice velmi malé, nicméně i tak dochází k částečnému propouštění oleje do prostoru lamel. Množství takto uniklého oleje závisí na velikosti spojky. Při návrhu olejového čerpadla je tedy nutné vzít v potaz navrhovanou velikost spojky a jejich počet. Pro velké množství oleje a nízké frekvence spínání spojky je vhodné vzít v úvahu použití dvou olejových čerpadel. Menší z nich by mělo funkci udržování tlaku, v některých případech je možné toto menší čerpadlo zaměnit za tlakový zásobník. Na Obr. 32 je možné vidět dvě možná schémata zapojení hydraulického systému ovládání spojek.



Obr. 32 Schémata zapojení soustavy hydraulického ovládání spojek, vlevo: při zapojení jednoho čerpadla, vpravo: při zapojení dvou čerpadel [11]

Hydraulicky ovládané spojky dokážou spínat a rozpínat velmi přesně za předpokladu že jsou správně navrženy. Na funkci takové spojky má nezanedbatelný vliv kvalita oleje, dimenzování trubek a vlastnosti čerpadla. [11]

2.5 SHRUTÍ

Na předchozích stránkách je uveden přehled základních typů spojek používaných v automobilovém průmyslu. Každý typ spojky má své výhody a nevýhody a v důsledku toho



i jinou oblast použití. Co se týče použití rozjezdových spojek, situace vypadá následovně. Odstředivá spojka je konstrukčně nejjednodušší variantou. Je často používána ve vozidlech kde není třeba měnit rychlostní stupně, jako jsou například mopedy, skútry nebo minibiky. Aby mohla být odstředivá spojka vypínatelná, je nutné ji opatřit vypínacím mechanismem. V takovém případě může být použita i ve vozidlech s více rychlostními stupni. Spojka hydrodynamická bývá nejčastěji instalována do automobilů s automatickou převodovkou a do těžkých nákladních vozidel. Jejimi přednostmi jsou plynulé spínání spojky, schopnost velmi dobře tlumit torzní kmity a zabránit zhasnutí motoru při prudkém nárůstu jízdních odporů. Další z jejích nesporných výhod jsou pouze minimální nároky na údržbu. Nevýhodami jsou vyšší cena, vyšší hmotnost a při plném sepnutí nižší účinnost oproti spojce třecí. To je způsobeno neustálým skluzem mezi čerpadlovou a turbínovou částí. Aby bylo možné při použití hydrodynamické spojky řídit rychlostní stupně, je nutné systém doplnit o spojku s vypínatelným mechanismem, protože spojka hydrodynamická patří mezi spojky nevypínatelné. Nejčastěji bývá tento systém doplněn o spojku třecí kotoučovou. Výhodami elektromagnetických spojek jsou relativně jednoduchá konstrukce a žádný přenos axiálních sil. Její použití však není v oblasti automobilových spojek příliš rozšířené. Mezi vůbec nejčastěji používaný typ spojky patří spojka třecí. V případě že není nutný přenos příliš velkého množství točivého momentu, bývá volena spojka kotoučová třecí. Oproti spojce lamelové má jednodušší konstrukci a bývá tudíž i levnější. Při požadavku přenesení většího množství točivého momentu bývá volena spojka třecí lamelová. Její výhodou je především schopnost přenášení vysokého točivého momentu při poměrně malé zástavbě.

Jinak vypadá situace v oblasti spojek pro aplikaci ovládní aktivních diferenciálů. Požadavkem na ovládní systému aktivního diferenciálu je schopnost přenosu vysokého točivého momentu. Diferenciál by dále měl být lehký a zabírat co nejméně prostoru. Z výše popsaných výhod a nevýhod jednotlivých typů spojek vyplývá, že nejhodnější je použití spojky třecí lamelové. Většina výrobců těchto systémů instaluje do svého ústrojí právě lamelovou spojku. V úvahu však připadá i použití spojky elektromagnetické, kterou také několik výrobců využívá. Další typy spojek jsou pro tuto aplikaci nevhodné, ať už z důvodu velikosti (kotoučová spojka), pomalého spínání (hydrodynamická spojka), či nemožnosti jednoduchého ovládní (odstředivá spojka).



Obr. 33 Kompletní sestava lamelové spojky [35]



3 PARAMETRY ZADANÉHO VOZIDLA

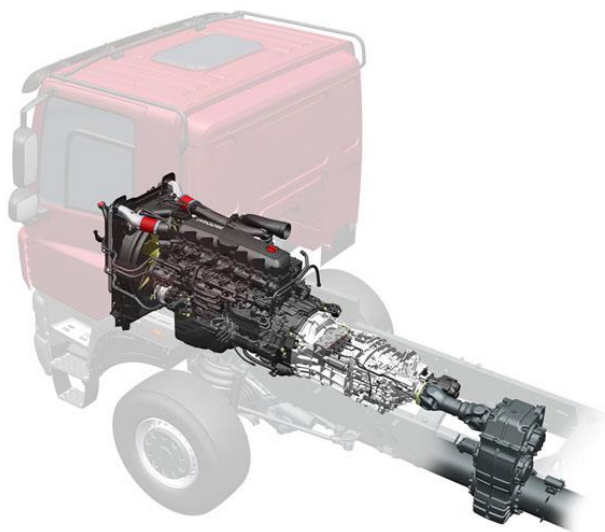
Úkolem této diplomové práce je návrh spojky pro systém aktivního diferenciálu nákladního vozidla Tatra T158 jehož kinematika a kritické zatěžovací momenty byly podrobně rozebrány v jiné diplomové práci a jsou součástí zadaných parametrů. Podobu vozidla můžeme vidět na Obr. 34. Jde o nákladní vozidlo vybaveno třístrannou sklopnou korbou a je určeno pro převoz materiálu. Užitečné zatížení vozidla má hodnotu 9 300 kg. Celková hmotnost vozidla může být až 20 000 kg. Bude využíváno především pro stavební aplikace a v důsledku toho je předpokládán provoz v lehkém až středně těžkém terénu.



Obr. 34 Nákladní vozidlo Tatra T158 [40]

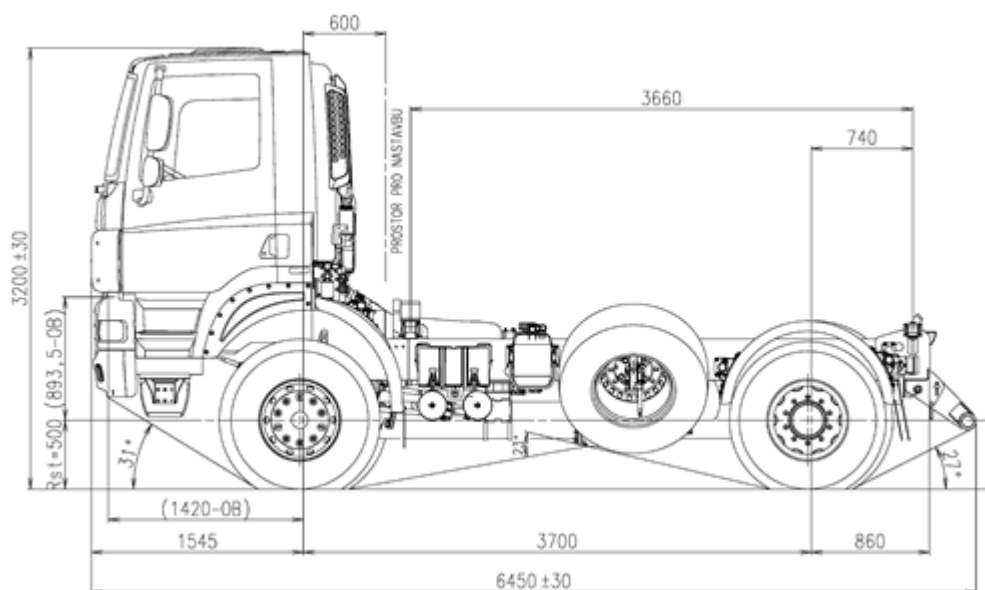
3.1 POPIS ZADANÉHO VOZIDLA

Jedná se o nákladní vozidlo s pohonem 4x4, přičemž pohon přední nápravy je odpojitelný. Hnací soustava je tvořena vznětovým motorem o výkonu 300 kW a točivém momentu 2000 N·m, který je dostupný v rozmezí 1000 až 1400 otáček za minutu. Maximální otáčky motoru jsou omezeny na 1900 otáček za minutu. Točivý moment je od motoru přenášen přes rozjezdovou spojku na 16. stupňovou manuální převodovku ZF, kde je převodován. Převodový poměr při zařazeném prvním rychlostním stupni, tedy maximální převodový poměr manuální převodovky, má hodnotu 13,8. Z převodovky je moment veden na sestupný přídavek Tatra, připevněný na páteřovém rámu, kde je hnací síla dále převodována. Převodový poměr přídávku má hodnotu 1,282. Pohonná soustava zahrnující motor, převodovku a sestupný přídavek Tatra jsou zobrazeny na Obr. 35.



Obr. 35 Části pohonné soustavy vozidla Tatra T158 [39]

Z přídatku Tatra je pak točivý moment veden přes zadní spojovací hřídel na čelní osový diferenciál zadní nápravy. V případě připojení pohonu přední nápravy je točivý moment rovněž veden prostřednictvím přední spojovací hřídele na přední osový čelní diferenciál. Z čelních osových diferenciálů je pak hnací síla vedena přes spojovací hřídele do rozvodovek, odkud je přenášena na výkyvné polonápravy a dále na kola. Převodový poměr rozvodovky uvedeného vozidla má hodnotu 3,385. Rozchod kol vpředu má hodnotu 1942 mm a vzadu 1774 mm. Vozidlo je vybaveno koly o rozměrech 315/80 R22,5 s dynamickým poloměrem 0,522 m. Zadní náprava je osazena dvojmontáží, na vozidle tedy najdeme celkem šest pneumatik výše zmíněných rozměrů. Při návrhu konstrukce systému aktivního diferenciálu byl uvažován součinitel tření mezi kolem a vozovkou o maximální hodnotě 0,8. O odpružení obou náprav se starají vzduchové vlnovcové pružiny, přičemž zadní náprava je navíc vybavena ocelovou vinutou pružinou nacházející se uvnitř pružiny vzduchové. Toto vozidlo využívá unikátní koncepci nezávislého zavěšení polonáprav vyvinutou společností Tatra, která umožňuje lepší prostupnost náročným terénem, než tomu je v případě použití tuhých náprav. Zároveň tato koncepce umožňuje průjezd různě členitým terénem vyšší rychlostí oproti klasické koncepci používané u nákladních vozidel. Rám je u tohoto vozidla páteřový, přičemž v centrální nosné rouře jsou umístěny oba diferenciály a je do ní zamýšleno umístit i systém řízeného dělení točivého momentu. Z tohoto důvodu je zapotřebí znát základní rozměry centrální nosné roury. Vnitřní poloměr centrální nosné roury měří 125 mm, poloměr hřídelů procházejících centrální nosnou rourou je 70 mm. Délka nosné roury využitelná pro instalaci systému aktivního diferenciálu má hodnotu 625 mm. Některé z rozměrů zadaného vozidla je možné vidět na schématu na Obr. 36. [28]



Obr. 36 Náčres vozidla Tatra T158 se základními rozměry [28]

3.2 POPIS STÁVAJÍCÍHO DIFERENCIÁLU

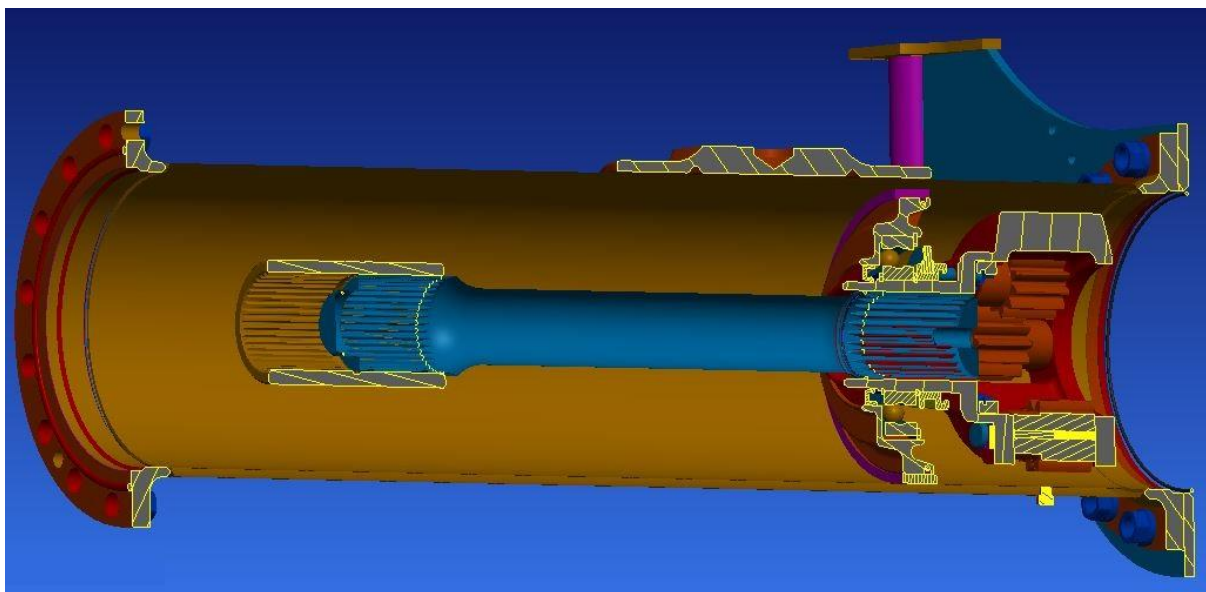
Část hnacího ústrojí, jejíž komponenty se budou upravovat je vidět na Obr. 37. Jsou zde vyobrazeny obě poloosy včetně kol bez pneumatik, rozvodovka a osový čelní diferenciál. Úprava spočívá v odsunutí osového diferenciálu směrem od rozvodovky, přičemž do uvolněného prostoru v nosné centrální rouři budou zabudovány komponenty pro řízení dělení točivého momentu. Jejich popis bude součástí další kapitoly.



Obr. 37 Zadní náprava vozidla Tatra T158 [39]

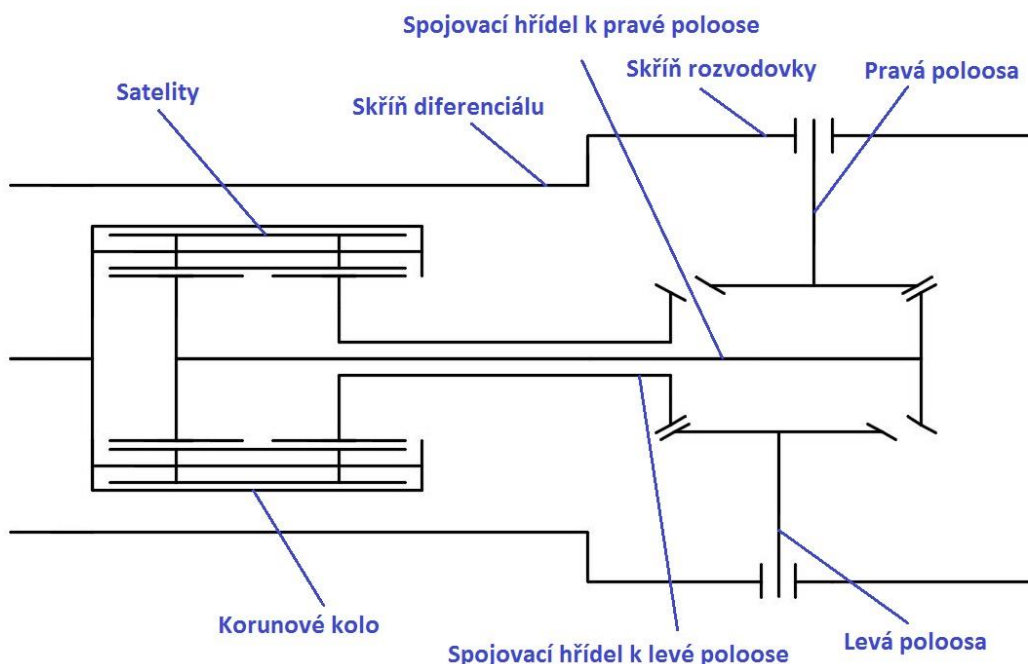


Zadané vozidlo využívá na přední i zadní nápravě čelní diferenciál uložený v centrální nosné rouře tak jak ho lze vidět na vytvořeném 3D modelu v řezu na Obr. 38. Spolu s diferenciálem se zde nachází i rozvodovka vozidla. Točivý moment proudící z motoru přes další části hnacího traktu je veden na korunové kolo čelního diferenciálu. Přes satelity je moment přenášen na dvě centrální kola. Každé z centrálních kol je pevně spojeno s jednou výstupní hřídelí, která vede do rozvodovky. Zde jsou k ozubeným koncům výstupních hřídelí připojena talířová kola, která jsou součástí poloos náprav.



Obr. 38 Stávající centrální nosná roura s diferenciálem v řezu

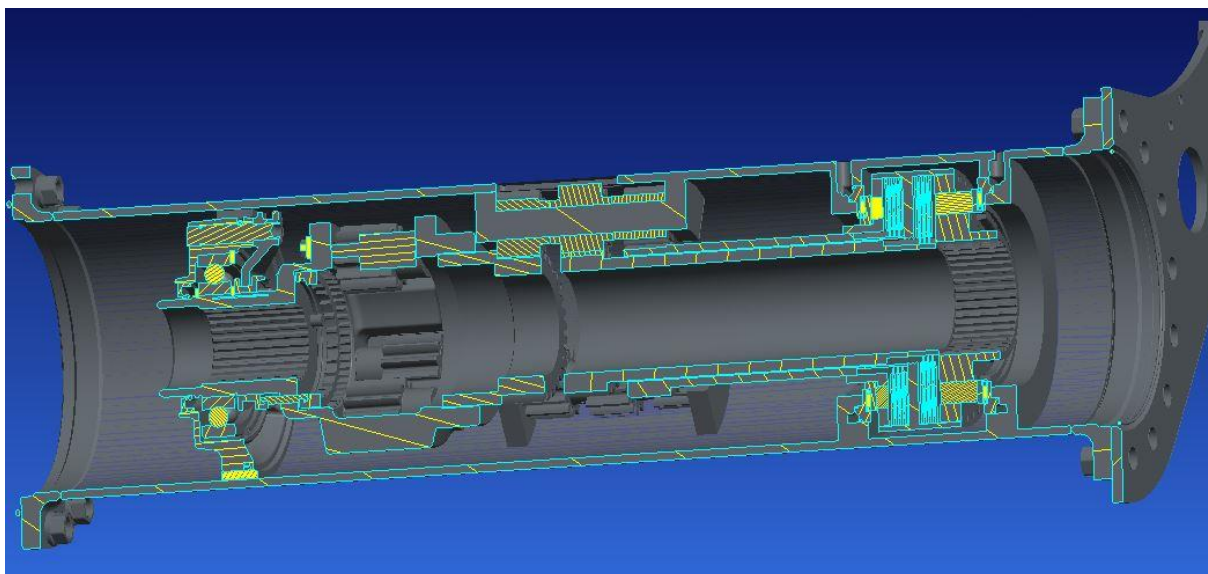
Unikátní podvozková koncepce Tatra dovoluje výkyvným poloosám pohybovat se nezávisle na sobě. Aby toho bylo dosaženo, bylo nutné poloosy posunout oproti sobě o několik centimetrů jak je vidět na schématu. Stávající centrální nosná roura a diferenciál slouží jako předloha pro návrh diferenciálu, do něhož by bylo možné umístit i komponenty potřebné pro řízené dělení točivého momentu. Důvodem pro úpravu stávajícího diferenciálu je požadavek na využití co největšího množství komponentů současně instalovaných do vozidel Tatra. Schéma stávajícího diferenciálu je zobrazeno na Obr. 39. [28]



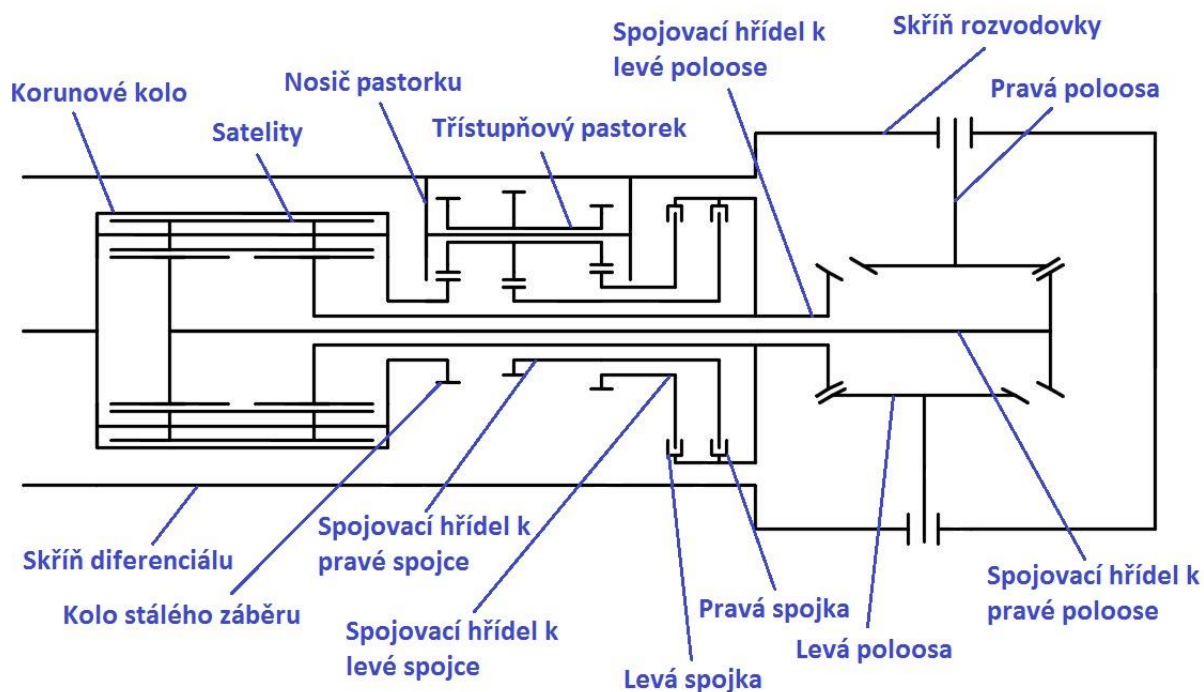
Obr. 39 Schéma konstrukce stávajícího diferenciálu s popisem

3.3 POPIS UPRAVENÉHO DIFERENCIÁLU

Na Obr. 41 lze vidět schéma upraveného diferenciálu včetně nově zabudovaných komponentů pro řízené dělení momentu. Jeho model vytvořený v programu PTC Creo Parametric je zobrazen v řezu na Obr. 40. Točivý moment je, stejně jako u stávajícího diferenciálu, přiváděn na korunové kolo odkud je přes satelity veden na centrální kola spojená s výstupními hřídelemi vedoucími k poloosám. Na rozdíl od stávajícího diferenciálu je korunové kolo pevně spojeno se spojovací hřídelí třístupňového pastorku. Ta je ve stálém kinematickém spojení s levým kolem třístupňového pastorku, který je rotačně uchycen k centrální nosné rouři. Zbývá dvě kola třístupňového pastorku roztáčí spojovací hřídele vedoucí ke spojkám. Spojky jsou přímo spojeny se spojovací hřídelí vedoucí k výstupní hřídeli ovládající levou poloosu. Aktivací levé spojky dojde pomocí převodu na třístupňovém pastorku ke zpomalení výstupní hřídele ovládající levou poloosu, čímž je levá poloosa a tedy i levé kolo zpomalováno. O stejný počet otáček je díky spojení poloos v tělese diferenciálu urychlena pravá poloosa, tedy i pravé kolo. V případě sepnutí pravé spojky je výstupní hřídel ovládající levou poloosu urychlována díky převodu na třístupňovém pastorku. Tím je dosaženo urychlení levého kola a zároveň díky spojení v tělese diferenciálu i zpomalení kola pravého. Urychlování každé z poloos je spojeno s navýšením množství točivého momentu, který je na danou poloosu přiváděn. Současně při zpomalování jedné z poloos je na tuto přiváděno menší množství točivého momentu. Spojky jsou zde napojeny přímo na výstupní hřídel ovládající levou poloosu, proto lze tento systém zařadit mezi systémy neposílené. Přenášený točivý moment není spojkami nijak převodován. Celkový převodový poměr mezi spojovací hřídelí třístupňového pastorku a výstupní hřídelí ovládající levou poloosu je při sepnutí levé spojky 1,116. Při sepnutí pravé spojky je tento převodový poměr roven hodnotě 0,901. [7]



Obr. 40 Upravená centrální nosná roura s diferenciálem v řezu



Obr. 41 Schéma konstrukce upraveného diferenciálu s popisem

3.4 SHRNUTÍ PARAMETRŮ VOZIDLA

V následující tabulce jsou shrnuty jednotlivé zadané parametry vozidla, z kterých je možné vycházet při návrhu koncepce spojek diferenciálu. Zadané parametry nám také pomohou při následném dimenzování spojky. Při špatném dimenzování spojek by mohlo docházet



k razantnímu snížení jejich životnosti, případně by mohli plnit svoji funkci pouze částečně. Parametry shrnuté v této tabulce ovšem nejsou dostatečné pro návrh spojky a část parametrů bude nutné při návrhu spojky vhodně zvolit.

Tab. 1 Parametry vozidla

Popis parametru	Značka	Hodnota	Jednotka
Převodový poměr třístupňového pastorku při sepnuté levé spojce	i_{cl}	1,116	-
Převodový poměr třístupňového pastorku při sepnuté pravé spojce	i_{cr}	0,901	-
Maximální převod. poměr převodovky ZF	i_{pmax}	13,8	-
Minimální převod. poměr převodovky ZF	i_{pmin}	0,84	-
Převodový poměr přídavku Tatra	i_{pr}	1,282	-
Převodový poměr rozvodovky	i_{roz}	3,385	-
Využitelná délka centrální nosné roury	l_c	625	mm
Maximální točivý moment motoru	M	2 000	N·m
Max. točivý moment, který musí spojka přenést	M_c	6 959	N·m
Maximální otáčky motoru	n_{max}	1 900	min ⁻¹
Otáčky motoru při nejvyšším toč. momentu	n_{Mmax}	1 000-1 400	min ⁻¹
Maximální výkon motoru	P	300	kW
Poloměr hřídele procházející nosnou rourou	r_{ci}	70	mm
Vnitřní poloměr centrální nosné roury	r_{co}	125	mm
Dynamický poloměr pneumatiky	r_d	522	mm
Rozchod zadních kol	t_r	1 774	mm
Max. součinitel tření mezi kolem a vozovkou	μ_{max}	0,8	-



4 NÁVRH SPOJKY DIFERENCIÁLU

Abychom mohli začít s návrhem spojky, je nutné znát velikosti kritických zatěžovacích momentů. Základní momentový rozbor byl proveden při odpojeném pohonu přední nápravy a při pohybu vozidla malými rychlostmi. Pro vyšší rychlosti dochází při průjezdu zatáčkou k přenosu tíhy vozidla vlivem podélného i příčného zrychlení vozidla. Veškerý motorem vyprodukovaný točivý moment je přenášen pouze na zadní nápravu, čímž je spojka zadního diferenciálu namáhána více, než by tomu bylo při pohonu obou náprav. V praxi taková situace samozřejmě může nastat, a proto byla zvolena tato, z hlediska bezpečnosti méně příznivá situace. Základní zatěžovací kritérium bylo zvoleno tak, aby maximální rozdíl momentů mezi pravým a levým kolem, byl roven maximálnímu, jedním kolem přenositelnému momentu s ohledem na adhezi. V praxi to vypadá tak, že na jedno z kol není distribuován moment žádný, zatímco druhé kolo se nachází na hranici adheze. Po provedení potřebných výpočtů bylo zjištěno, že maximální točivý moment, který spojka může přenést je roven $6\,959\text{ N}\cdot\text{m}$.

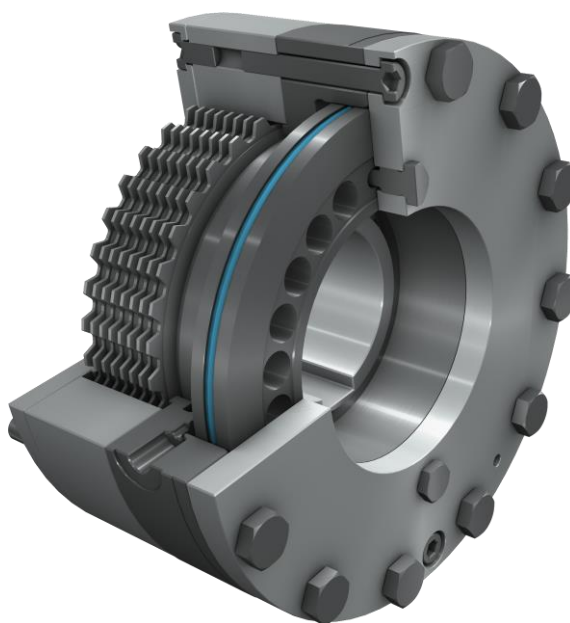
Kromě určení kritického zatěžovacího momentu je třeba určit maximální možné rozměry spojky. Je žádoucí, aby se spojka vešla do stávajícího prostoru centrální nosné roury. Délka prostoru, do kterého je možné celý mechanismus zabudovat je závislá na odsunu stávající jednotky diferenciálu ve směru jízdy vozidla. Její maximální hodnota je 625 mm a je uvedena v tabulce zadaných parametrů. Vnitřní průměr centrální nosné roury má hodnotu 250 mm a na případné vnitřní straně spojkových lamel jsme omezeni průměrem 140 mm. [7][28]

4.1 VOLBA KONCEPCE SPOJKY

V kapitole 2 byly popisovány různé druhy spojek. Pouze některé je však vzhledem k jejich vlastnostem možné využít pro námi požadovanou aplikaci. Nemožnost jednoduchého ovládání odstředivé spojky způsobuje, že ji z výběru vhodných spojek musíme vyřadit. Zamýšlený zástavbový prostor pro spojku není velký a jakékoliv další konstrukční prvky, které bychom do systému museli implementovat, aby šla odstředivá spojka dobře ovládat, znamenají výrazně složitější systém. Složitost systému úzce souvisí s jeho spolehlivostí. Čím jednodušší systém vytvoříme, tím méně má prvků a tím méně prvků může přestat plnit svoji funkci. V případě použití hydrodynamické spojky by opět bylo nutné spojku vybavit vypínacím mechanismem, což by znovu vedlo k větší složitosti celého systému. Pokud bychom i přesto přistoupili na implementaci hydrodynamické spojky do systému řízeného dělení momentu, další z vlastností hydrodynamické spojky by nás donutila její použití přehodnotit. Tento typ spojky je charakteristický pozvolným, časově delším spínáním, které je sice u aplikace jako rozjezdové spojky někdy výhodné, nicméně pro naši aplikaci je nutné, aby spínání bylo i relativně rychlé. Hydrodynamická spojka se tedy pro ovládání aktivního diferenciálu také nehodí. Spojka kotoučová je v tomto také případně nevhodná, protože aby byla schopna přenést požadovaný točivý moment, musel by mít její spojkový kotouč obrovský průměr, který by se však nevešel do zamýšleného zástavbového prostoru. Na výběr vhodné koncepce spojky tedy zůstávají dva druhy spojek, spojka elektromagnetická a lamelová. Spojka lamelová se v podobných systémech vyskytuje velmi často, proto ji lze považovat za časem velmi dobře prověřenou variantu. Jak bylo již uvedeno v kapitole o lamelových spojkách, jejich hlavní výhodou je schopnost přenášet obrovské točivé momenty při relativně malé zástavbě. Se zvyšujícím se množstvím přenášeného momentu vzniká i více tepla, které je třeba ze stykových ploch lamel efektivně odvádět. Lamelové spojky mohou být konstruovány jako suché, polomokrý a mokré. Vzhledem k očekávanému velkému množství tepla, které se bude při spínání spojky vytvářet,



se jako vhodná varianta jeví spojka mokrá. Při mokré konstrukci spojky, lamely rotují v olejové lázni. Olej je schopen odvádět vzniklé teplo mnohem efektivněji, než kdybychom jako médium pro odvod tepla využili vzduch, jak tomu je při použití spojky suché. Při pohybu lamel spojky v oleji, však klesá jejich třecí koeficient. Z tohoto důvodu je u mokré spojky pro přenos stejně velkého momentu zapotřebí více lamel, než kdybychom použili suchou spojku. Vzhledem k délce prostoru, kterou je možné pro účely instalace celého mechanismu využít, to však nepředstavuje velký problém.



Obr. 42 Hydraulicky ovládaná lamelová spojka [24]

4.2 VÝBĚR SPOJKOVÝCH LAMEL

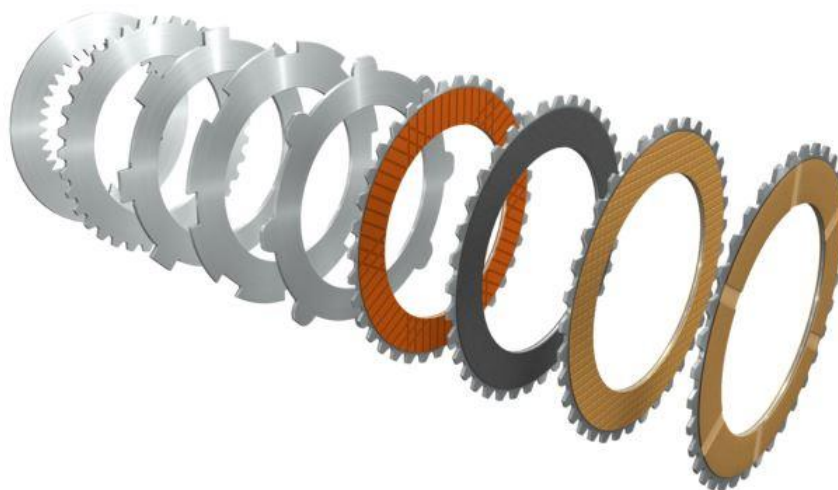
Správný výběr spojkových lamel je velmi důležitý. Mezi požadavky kladené na lamely a jejich obložení patří především dobrá mechanická pevnost, odolnost proti opotřebení, bezhlučný chod, tepelná odolnost a v neposlední řadě i nízká hmotnost, protože lamely mohou rotovat vysokými otáčkami a obložení tak může být zatěžováno velkou odstředivou silou. Výběrem lamel lze ovlivnit velikost přenositelného točivého momentu, ohřívání celého spojky, hmotnost celého spojkového ústrojí a v neposlední řadě i její životnost. Z principu fungování lamelových spojek, jak je vysvětleno v kapitole 2, je zřejmé že spojkové lamely tvoří její hlavní část. Vnější lamely mají drážkování na jejich vnějším obvodu a pomocí tohoto drážkování jsou pevně spojeny s hnací částí, přičemž je jim umožněn axiální posuv, který je nezbytný pro správnou funkci spojky. S hnanou částí bývají obvykle spojeny vnitřní lamely. Drážkování, pomocí kterého jsou s hnanou částí spojeny, se nalézá na vnitřním obvodu lamely. I vnitřním lamelám bývá umožněn axiální posuv. Třecí obložení bývá obvykle připevněno na vnějších lamelách. Každá z vnitřních lamel bude pro náš případ navržena jako lamela sinusová. Zvláštní charakteristikou této lamely je její tvarování kdy v řezu vedeném jakýmkoliv průměrem lamely je možné vidět její sinusové zvlnění. Toto zvlnění funguje jako pružina, která brání slepení lamel po uvolnění tlaku na lamely. Díky tomu je možné z konstrukce spojky odstranit vratnou pružinu, čímž klesne hmotnost spojky a sníží se složitost celého systému, přičemž je zároveň



zvýšena jeho spolehlivost. Sinusoidní zvlnění lamely umožňuje jemné a plynulé navyšování přenosu točivého momentu, protože plocha dotyku třecích kontaktů roste rovnoměrně s narůstajícím tlakem, přičemž při vyvození maximálního tlaku již vypadá jako konvenční plochá lamela. Vzhledem k sinusovému zvlnění mají lamely v rozepnutém stavu pouze minimální kontakt, je tak vytvářeno pouze malé množství tepla a dochází k minimálnímu přenosu točivého momentu na hnanou část, která však je zanedbatelná.

4.2.1 VÝBĚR MATERIÁLŮ LAMEL

Materiál lamel má obrovský vliv na mnoho faktorů ovlivňujících provoz spojky. Jedním z nejdůležitějších faktorů je třecí koeficient. Ten lze kromě volby správné kombinace materiálů ovlivnit skluzovou rychlostí kontaktních povrchů, tlakem vyvozovaným na třecí obložení, strukturou povrchu obložení, teplotním zatížením povrchů, drážkováním povrchů, použitím a případně vlastnostmi použitého maziva a mnoha dalšími vlastnostmi. Výběr materiálu pro výrobu lamel spojky je ovlivněn tím, zda použijeme mokrý typ spojky nebo typ suché spojky. Pro suchý běh spojky je příznačný vyšší koeficient tření a tím způsobený rychlejší nárůst momentu na hnané hřídeli. Suchá spojka ale skrývá nevýhodu v podobě mnohem rychlejšího opotřebení frikčních částí spojky. Naproti tomu mokrá spojka má sice nižší třecí součinitel, použití oleje jako lubrikantu však skýtá výhodu v podobě efektivnějšího odvodu tepla vzniklého kontaktem třecích povrchů. Použití mokré spojky také umožňuje mnohonásobně delší prokluz díky lepšímu odvodu tepla.[29]



Obr. 43 Lamely s různými nosnými a plošnými drážkami a obložení [25]

OCEL/OCEL

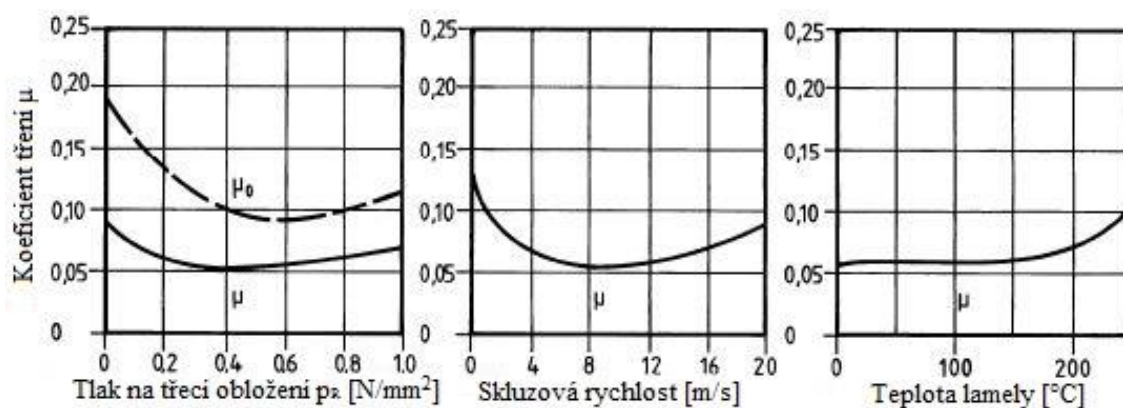
Prvním z použitelných kombinací materiálů pro vnější a vnitřní lamely je kombinace ocel/ocel. Lamely jsou zde vyráběny z průběžně kalených ocelových plátů. Tato léty prověřená třecí kombinace je vhodná pouze pro mokrý běh spojky. Dále je vhodná pro aplikace, kde je frekvence spínání a rozpínání spojky nižší. Není vhodná pro aplikace, kdy je spojka hodně tepelně zatěžována. V případě elektromagnetické spojky je tato kombinace jediná možná



z důvodu principu její funkce. Kombinace ocel/ocel se vyznačuje relativně malým opotřebením třecích ploch. Malé opotřebení však nastává pouze v případě, že je olej schopen dostatečně chladit třecí plochy. Pokud dojde k překročení určité meze teplotního zatížení, dochází k výraznému zvýšení opotřebení třecích obložení. Maximální přípustné teplotní zatížení za hodinu závisí ve velké míře na množství a typu chladiva respektive maziva. Teplota třecího obložení by neměla přesáhnout 250 °C a přípustné měrné tepelné zatížení by při použití mokrého typu spojky nemělo přesáhnout 21 J·mm⁻²·hod⁻¹. Maximální tlaky, které jsou schopné tyto lamely přestát, mají hodnotu 0,5 MPa a skluzová rychlost by neměla překročit 20 m·s⁻¹. V grafech na Obr. 44 můžeme vidět závislost statického a dynamického součinitele tření na ostatních parametrech. Můžeme si povšimnout velkého rozdílu mezi statickým a dynamickým koeficientem tření. [29]

$$\frac{\mu_0}{\mu} = 1,8 \dots 2$$

kde: μ_0 [-] – statický součinitel tření
 μ [-] – dynamický součinitel tření



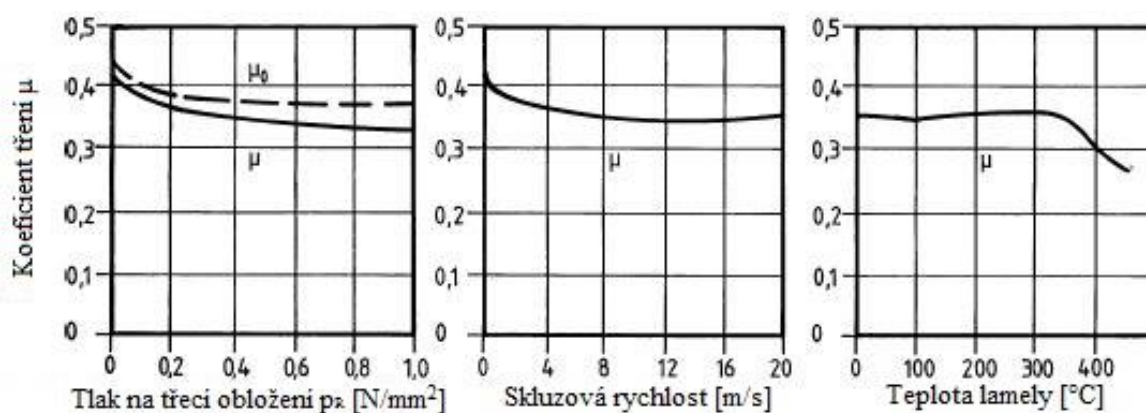
Obr. 44 Grafy závislosti dynamického koeficientu tření na vybraných parametrech [29]

LITINA, OCEL/ORGANIKA

Další používanou kombinací materiálů je litina/organické třecí obložení. Mnohdy bývá místo litiny používaná i ocel. Třecí obložení je na základní materiál nalepeno, případně nanýtováno. Většinou mívá podobu segmentů nebo prstence na vnější části povrchu lamely. Koeficient tření je oproti ostatním kombinacím materiálů vysoký, to je způsobeno suchým během spojky. Poměr statického a dynamického součinitele tření má nižší hodnotu. Teplota obložení by neměla přesáhnout 300 °C, při jejím překročení dochází k celkové destrukci třecího obložení. S rostoucí teplotou výrazně roste opotřebení třecích ploch. Přípustné měrné tepelné zatížení při použití litiny má hodnotu 100 J·mm⁻²·hod⁻¹ zatímco při použití oceli je hodnota přibližně 15 J·mm⁻²·hod⁻¹. Maximální skluzová rychlost je 20 m·s⁻¹ a tlak vyvozený na lamely by neměl překročit 1 MPa. Tato třecí kombinace je určena výhradně pro suchý běh spojky a je využívána především v aplikacích, kde je spojka montována externě k základnímu zařízení. V důsledku vysokého koeficientu tření je jednotka spojky s touto třecí kombinací kompaktní, měla by však být věnována pozornost tomu, aby se na třecí obložení nedostala mastnota. Na Obr. 45 je možné opět vidět závislost součinitele tření na některých parametrech. [29]



$$\frac{\mu_0}{\mu} = 1,0 \dots 1,3$$

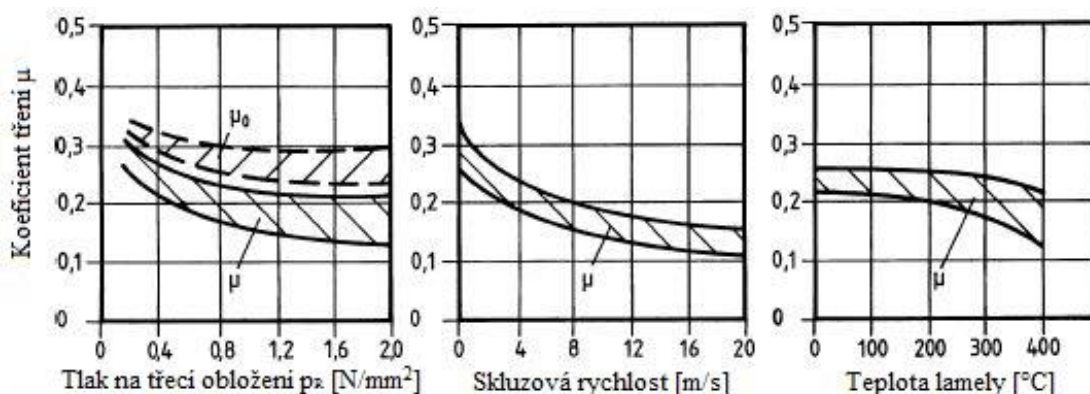


Obr. 45 Grafy závislosti dynamického koeficientu tření na vybraných parametrech [29]

OCEL/SPÉKANÝ PRÁŠEK

Pokračující vývoj v oblasti práškové metalurgie umožnil vytvoření frikčních materiálů vhodných pro funkci třecího obložení spojky. Tato kombinace bývá nazývána ocel/sintrované obložení. Díky sintrovanému materiálu je možné dosáhnout zvýšené tepelné kapacity obložení, konzistentního součinitele tření, sníženého opotřebení obložení a vyšší hodnoty maximálního dovoleného tlaku a skluzové rychlosti působících na lamely. U sintrovaného materiálu rozlišujeme, zda se jedná o směs z bronzu nebo ze železa. Na základě podílu uhlíkové složky, oxidu hliníku, křemence, magnezitu a mullitu lze ovlivnit výsledné vlastnosti materiálu. Pro ještě vyšší teplotní odolnost bývají do materiálu přidávány keramické částice, to však přináší nevýhodu v podobě zvýšené křehkosti obložení. Při výrobním procesu je materiál nejprve spečen a částečně stlačen ve formách, následně je spékán pod tlakem a posléze dochází k finální kompresi materiálu. Tato kombinace materiálů může být použita pro suchý i mokrý běh spojky. Při použití suché spojky by maximální tlak neměl překročit hodnotu 2 MPa a skluzová rychlost by se měla pohybovat do hodnoty 25 m·s⁻¹. Opotřebení třecího obložení výrazně závisí na složení materiálu, obecně je však při použití suchého typu spojky opotřebení vyšší než při použití mokré spojky. Při návrhu je nutné důsledně kontrolovat efektivitu odvádění tepla z povrchu. Lamely se sintrovaným obložением mají velmi dobrou odolnost proti vysokým teplotám. Ty tak mohou dosahovat až 600 °C bez toho aniž by došlo k mikrosvarům mezi třecími povrchy. Maximální přípustné měrné tepelné zatížení má hodnotu přibližně 20 J·mm⁻²·hod⁻¹. Poměr statického a dynamického součinitele tření je relativně nízký a jeho závislost při změně ostatních parametrů můžeme vidět na Obr. 46. [29]

$$\frac{\mu_0}{\mu} = 1,2 \dots 1,3$$

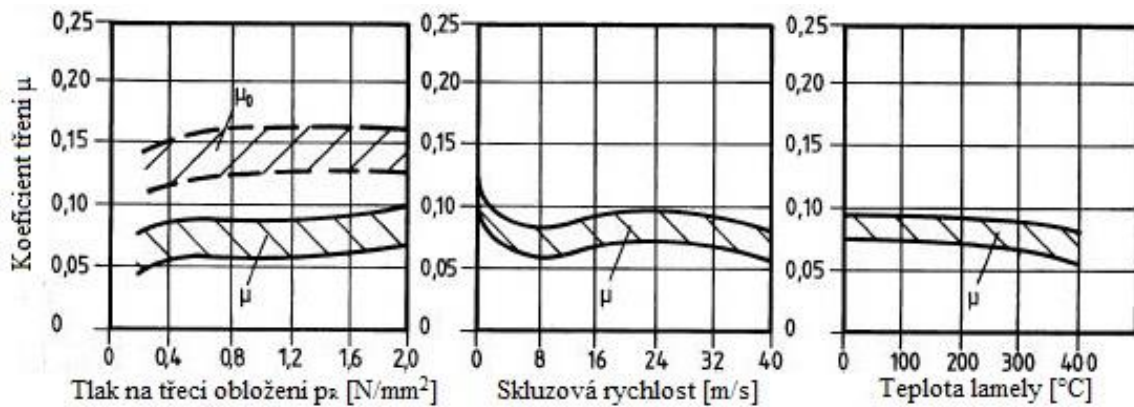


Obr. 46 Grafy závislosti dynamického koeficientu tření na vybraných parametrech [29]

Pokud při kombinaci ocel/sintrované obložení využijeme mokrého běhu spojky, budou podmínky pro správný provoz spojky benevolentnější. Koeficient tření od začátku akceleračního procesu pozvolna roste až do bodu kdy se hnací i hnaná část otáčejí stejnými rychlostmi. Výsledkem je dosažení ploché a rovnoměrné křivky urychlování rotačních součástí. Maximální dovolený tlak může dosahovat hodnoty až 4 MPa a skluzová rychlost může být až 40 m·s⁻¹. Díky tomu mohou být rozměry spojky s touto kombinací materiálů menší. Při návrhu spojky s touto kombinací materiálů a mokřím běhu je nutné se ujistit, že třecí materiál nebude zanesen zkarbonizovaným olejem který je vytvářen při jeho příliš vysokých teplotách. Toto by mělo negativní vliv na koeficient tření a došlo by ke zhoršení schopnosti odvodu tepla. Snahou tedy je aby mazivo nikdy nedosáhlo kritické teploty karbonizace. Toho je dosaženo speciálním profilem třecí plochy, který napomáhá výměně zahřátého maziva z kontaktu, za čerstvé a studenější mazivo. Při dodržení těchto podmínek je zaručeno extrémně nízké opotřebenění obložení. Tato kombinace je schopná odolávat i teplotám přes 500 °C a maximální přípustné měrné tepelné zatížení tohoto obložení má také extrémně vysokou hodnotu, až 300 J·mm⁻²·hod⁻¹. V grafech na Obr. 47 je opět vidět závislost koeficientu tření na vybraných parametrech.

$$\frac{\mu_0}{\mu} = 1,2 \dots 1,5$$

Použití sintrovaného obložení je vhodné pro aplikace, kde je dosahováno vysokých skluzových rychlostí a vysokých zatěžovacích tlaků. Vždy je nutné důkladně navrhnout cirkulaci maziva ve skříní spojky, tak aby nebylo nadměrně teplotně zatěžováno a bylo řádně chlazeno. Dominantně je toto obložení využíváno při mokřím běhu spojky. [29]



Obr. 47 Grafy závislosti dynamického koeficientu tření na vybraných parametrech [29]

SHRnutí

Na Obr. 48 je tabulka, v níž můžeme vidět porovnání různých materiálů lišících se různými parametry důležitými pro chod spojky. Z uvedeného vyplývá, že pro naši aplikaci bude nejvhodnější zvolit lamely se sintrovaným obložení. Jak je z tabulky patrné, bronzová spěkaná směs má přibližně dvojnásobnou hodnotu maximální teplotní zatížitelnosti než směs na bázi železa. Třecí obložení může být na základní materiál nalisováno, nalepeno, přinýtováno, nebo může být se základním materiálem spečeno dohromady. V případě spékání se výsledná směs aplikuje za tepla a v ochranné atmosféře na podkladový plech. Spékání dokáže zajistit pevné difusní spojení mezi podkladovým materiálem a vybranou směsí.

S ohledem na provozní podmínky v jakých budou muset spojky spolehlivě pracovat, byla vybrána kombinace vnitřní ocelové sinusové lamely a vnější ocelové lamely s obložení ze spěkaného bronz. Obložení bude se základním materiálem spečeno dohromady. Spojka je navrhována jako mokrá, kde typ maziva bude vybrán v následující podkapitole.

Třecí kombinace		Mokrá běh				Suchý běh		
		Sintovaný bronz/ocel	Sintované železo/ocel	Papír/ocel	Tvrzená ocel/tvrzená ocel	Sintovaný bronz/ocel	Organické obložení/litina	Nitridovaná ocel/nitridovaná ocel
Koeficient tření	Dynamický koeficient tření μ_b	0.05 až 0.1	0.07 až 0.1	0.1 až 0.12	0.05 až 0.08	0.15 až 0.3	0.3 až 0.4	0.3 až 0.4
	Statický koeficient tření μ	0.12 až 0.14	0.1 až 0.14	0.08 až 0.1	0.08 až 0.12	0.2 až 0.4	0.3 až 0.5	0.4 až 0.6
	Poměr μ/μ_b	1.4 až 2	1.2 až 1.5	0.8 až 1	1.4 až 1.6	1.25 až 1.6	1.0 až 1.3	1.2 až 1.5
Technická data	Maximální skluzová rychlost v_s [m/s]	40	20	30	20	25	40	25
	Maximální tlak na třecí povrch p_z [N/mm ²]	4	4	2	0.5	2	1	0.5
	q_{32} [J/mm ²]	1 až 2	0.5 až 1	0.8 až 1.5	0.3 až 0.5	1 až 1.5	2 až 4	0.5 až 1

Obr. 48 Tabulka porovnání různých druhů třecích dvojic [29]



Hodnoty v tabulce na Obr. 48 jsou do značné míry vzájemně závislé, takže přípustné hodnoty mohou být značně vyšší nebo případně značně nižší v závislosti na konkrétních podmínkách použití. Veličina q_{AE} označuje práci na jednotku plochy pro jedno sepnutí spojky.

4.2.2 VÝBĚR VHODNÉHO MAZIVA

Vzhledem k výběru mokrého typu spojky je důležité vybrat vhodný typ maziva. Obvykle bývá využíván olej, který bývá na lamely spojky aplikován rozstříkem nebo jsou lamely spojky do oleje ponořeny a to až do jedné desetiny průměru lamely. Jelikož se u naší aplikace očekává zvýšené teplotní zatížení, je vhodnější zvolit skřín spojky se stálou náplní oleje, která dokáže mnohem účinněji odvádět teplo. Doporučený průtok chladicího oleje ve vztahu k třecímu povrchu lze navrhnout podle vztahu $0,5$ až 2 mm^3 oleje na $1 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Použitím oleje snížíme tepelné zatížení lamel a umožníme rovnoměrnější distribuci tepla na ostatní komponenty spojky. Olej je navíc schopen mazat ložiska, která se v konstrukci tohoto systému vyskytují. Obecně musí oleje vhodné do spojkových skříní být schopny plnit následující požadavky:

- odolnost proti vysokým teplotám a stárnutí
- i při vysokých teplotách neutrální chemické chování s materiály použitými v konstrukci celé spojky
- žádné uhlíkové usazeniny
- dobrá tepelná vodivost a chladicí efekt
- nízká pěnivost
- viskozita

V tabulce na Obr. 49 můžeme vidět různé typy olejů používaných jako náplň spojky a jejich kinematickou viskozitu. Viskozita byla měřena při $40 \text{ }^\circ\text{C}$ a rychlost otáčení lamel spojky byla měřena na vnějším průměru lamely. [29]

Z 3D modelu systému ovládání spojek vytvořeného v programu PTC Creo Parametric, bylo změřeno množství oleje, které se ve spojce bude nacházet. Celkové množství oleje má objem $172\,589 \text{ mm}^3$, a obsah všech třecích ploch, které se podílí na přenosu točivého momentu má hodnotu $271\,400 \text{ mm}^2$. Doporučený průtok chladicího oleje by se měl pohybovat od $0,5$ do 2 mm^3 oleje na $1 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Prostým podělením celkového množství oleje a celkového povrchu třecích ploch zjistíme, že tento poměr má hodnotu $0,64$, tím pádem se pohybuje v doporučených mezích. V případě že by byl tento poměr nižší, mohlo by docházet k přehřívání a následné degradaci spojky. Vyšší poměr než doporučený by však už neměl další vliv na ochlazování spojky.

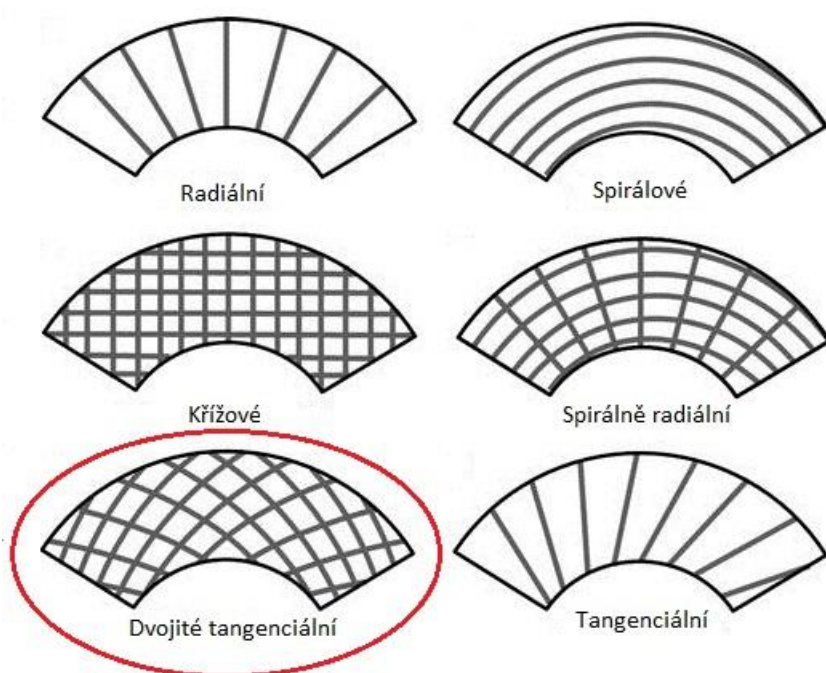


	Aplikace			
	Mechanicky a hydraulicky ovládané lamelové spojky s průměrnou rychlostí v ~ 12 m/s		Elekromagneticky ovládané lamelové spojky, mechanicky a hydraulicky ovládané lamelové spojky s rychlostí v > 12 m/s	
	Německo	Ostatní	Německo	Ostatní
ARAL	Kosmol TL 68 64 mm ² /s	Kosmol TL 68 64 mm ² /s	Kosmol TL 46 44 mm ² /s	Oel CMS 22 mm ² /s
BP	Energol HL 46 46 mm ² /s	Energol THB 46 46 mm ² /s	Energol HL 32 32 mm ² /s	Energol THB 32 32 mm ² /s
CASTROL	HYPIN VG 46 46 mm ² /s	PERFECTO T 46 46 mm ² /s	HYPIN VG 32 32 mm ² /s	PERFECTO T 32 32 mm ² /s
CHEVRON	GST Oil 46 46 mm ² /s	GST Oil 46 46 mm ² /s	GST Oil 32 32 mm ² /s	GST Oil 32 32 mm ² /s
DEA	Astron HL 46 46 mm ² /s	Eterna LTD 46 46 mm ² /s	Astron HL 32 32 mm ² /s	Eterna LTD 32 32 mm ² /s
ELF	POLYTELIS 46 46 mm ² /s	POLYTELIS 46 46 mm ² /s	POLYTELIS 32 31 mm ² /s	POLYTELIS 32 31 mm ² /s
ESSO	TERESSO 68 (previously 52) 64 mm ² /s	ESSTIC 68 (previously 50) 64 mm ² /s	TERESSO 32 (previously 43) 30 mm ² /s	ESSTIC 32 (previously 42) 34 mm ² /s
FINA	CIRKAN 68 ISO 62 mm ² /s	BAKOLA 68 64 mm ² /s	CIRKAN 38 F 39 mm ² /s	CIRKAN 38 F 42 mm ² /s
FUCHS	RENOLIN MR 15 49,6 mm ² /s	RENOLIN MR 15 49,6 mm ² /s	RENOLIN MR 10 34 mm ² /s	RENOLIN MR 10 34 mm ² /s
MOBIL OIL	D.T.E. Oil Medium 43,4 mm ² /s	D.T.E. Oil Medium 43,4 mm ² /s	D.T.E. Oil Light 29,6 mm ² /s	D.T.E. Oil Light 29,6 mm ² /s
OIL BY SHELL	Morlina Oil 46 46 mm ² /s	Morlina Oil 68 68 mm ² /s	Morlina Oil 46 46 mm ² /s	Morlina Oil 46 46 mm ² /s
TEXACO	Rando Oil C 65 mm ² /s	Regal Oil R&O 68 63 mm ² /s	Rando Oil B 43 mm ² /s	Regal Oil R&O 46 42 mm ² /s

Obr. 49 Tabulka porovnání různých typů olejů [29]

4.2.3 VÝBĚR PLOŠNÉHO DRÁŽKOVÁNÍ

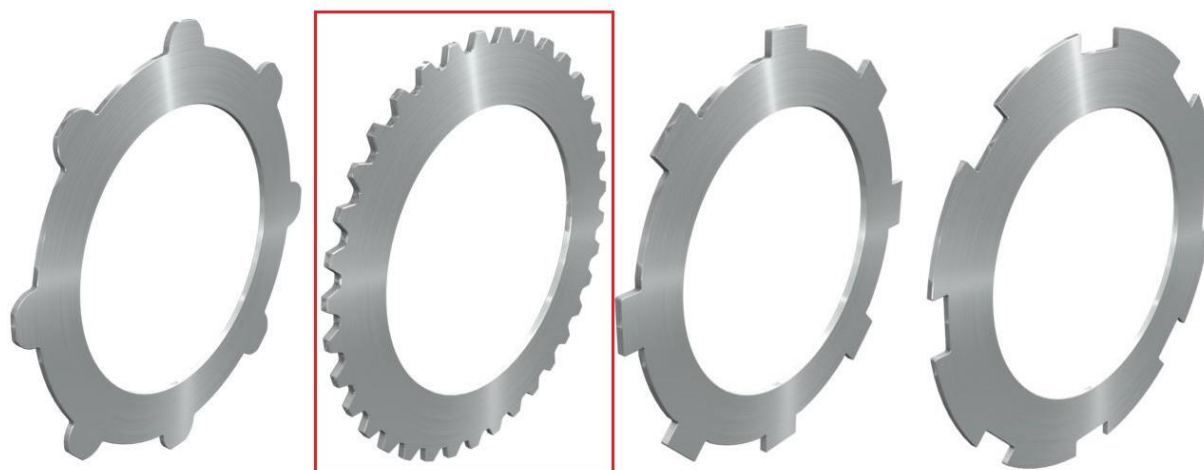
Pro správnou distribuci oleje a tedy i tepla je důležité zvolit správné plošné drážkování. To bývá obvykle provedeno na třecí ploše obložení z důvodu snadnější výroby. V našem případě se bude plošné drážkování nacházet na vnějších lamelách. Plošné drážkování napomáhají rozrušování mazacího filmu a brání lepení lamel k sobě. Radiální a tangenciální drážkování je výrobně nejjednodušší a bývá nejčastěji používáno pro spojky se suchým během. Pro mokré spojky se používá ostatních druhů plošného drážkování tedy drážkování křížové, dvojité tangenciální, spirálové, dvojité spirální, dírkované, spirálně radiální a spirálně tangenciální. Drážky tangenciální jsou však nutné pro odstřík oleje z lamely za rotace. Průřez drážek je závislý na množství průtoku oleje, který bude potřebný k efektivnímu ochlazení spojky. Některé z typů plošného drážkování jsou zobrazeny na Obr. 50, přičemž vybraný typ plošného drážkování je označen červeným orámováním. Jedná se o plošné drážkování typu dvojité tangenciální. Důvodem jsou zejména dobré vlastnosti při rozstříku oleje. [11]



Obr. 50 Typy plošného drážkování obložení lamel [44]

4.2.4 VÝBĚR NOSNÉHO DRÁŽKOVÁNÍ LAMEL

Pro přenos točivého momentu bývají vnější i vnitřní lamely vybaveny drážkováním. Hnací i hnaná hřídel musí mít v oblasti lamel vysokou tvrdost, aby nedocházelo k zatlačování drážkování lamel do hřídelí. To by vedlo k nenávratnému poškození hřídelí a spojka by postupně začala selhávat v plnění své funkce. Základním typem drážkování je drážkování rovnoboké, někdy též nazýváno vačkové. Rovnoboké drážkování lze dále rozdělit na rovnoboké s drážkami a rovnoboké s ozuby. Rozdíl mezi nimi je patrný z Obr. 51. Jeho předností je lehká vyrobiteľnosť, má však horší vlastnosti v oblasti přenosu točivého momentu. Obloučkové drážkování s ozuby je dalším typem drážkování. Stejně jako rovnoboké i obloučkové drážkování vyniká levnou a snadnou výrobou avšak přenos točivého momentu i zde není ideální. Pro oblasti použití kdy je třeba, aby drážkování bylo schopné přenášet vysoké točivé momenty, bývá používáno drážkování s evolventním ozubením. Jeho výroba je však nákladnější. Obvykle bývá na vnitřních i vnějších lamelách využíván stejný typ drážkování. Vzhledem k vysokým hodnotám točivých momentů, které budou muset být spojky schopny přenášet, bylo zvoleno evolventní drážkování. Na Obr. 51 je vybraný typ nosného drážkování, který bude použit pro vnitřní i vnější lamely označen červeným orámováním. [11]



Obr. 51 Typy nosného drážkování lamel, zleva: obloučkové, evolventní, vačkové s ozuby, vačkové s drážkami [25]

4.3 VÝPOČET SPOJKY

Návrh žádného mechanismu se neobejde bez alespoň elementárních výpočtů. V případě návrhu spojky jsou těmito výpočty kontrola ohřátí spojky a hlavně určení geometrických rozměrů spojky. Aby bylo vůbec možné výpočty provádět, je nezbytné mít nějaká vstupní data, ze kterých budeme vycházet. Našimi vstupními daty budou především velikost stávající centrální nosné roury, ve kterých by měly být spojky uloženy, velikosti hřídelí centrální nosnou rourou procházející a materiálové charakteristiky zvolených lamel a jejich obložení. Veškerá vstupní data, ze kterých budeme při výpočtech vycházet, jsou uvedeny v tabulce 2. Jsou v ní také uvedeny veškeré parametry, které byly v této kapitole vypočítány. Rovnice, pomocí nichž jsou parametry spojky určovány, byly počítány pomocí matematického softwaru MathCAD. Pro kontrolu spojky na ohřátí byla zároveň provedena simulace vybraných jízdních manévřů v multibody softwaru MSC Adams.

4.3.1 ÚČINNÝ POLOMĚR A OBSAH TŘECÍ PLOCHY

Po určení základní koncepce spojky je nutné stanovit základní rozměrové parametry spojky. Ačkoliv vnitřní poloměr centrální nosné roury, ve které by měla být spojka uložena má velikost 125 mm, při započtení obalu spojky a dalších důležitých součástí bude prostor pro lamely spojky menší. Vnější poloměr lamel r_1 by neměl překročit hodnotu 110 mm, v jiném případě by se již lamely nevešly do zamýšleného prostoru. Vnitřní poloměr lamel r_2 by měl být alespoň 70 mm, aby hřídele procházející středem spojky měly dostatečný průřez. Při malém průměru hřídelí by mohlo docházet k jejich krutu a ohybu, následkem čehož by mohlo dojít k destrukci hřídelí. Účinný poloměr spojky r_s stejně jako obsah jedné třecí plochy S_i závisí na velikosti poloměrů lamel. Obsah třecí plochy je důležitý pro výpočty, které budou následovat. Z parametrů r_1 a r_2 je pomocí rovnice (1) a rovnice (2) snadné spočítat účinný poloměr spojky r_s a obsah jedné třecí plochy S_i .



$$r_s = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2} \quad (1)$$

$$r_s = \frac{2}{3} \cdot \frac{110^3 - 70^3}{110^2 - 70^2} = 91,481 \text{ mm}$$

$$S_l = \pi \cdot (r_1^2 - r_2^2) \quad (2)$$

$$S_l = \pi \cdot (110^2 - 70^2) = 22\,619,467 \text{ mm}^2$$

kde:	r_s [mm]	-účinný poloměr spojky
	r_l [mm]	-vnější poloměr třecích ploch lamel
	r_z [mm]	-vnitřní poloměr třecích ploch lamel
	S_l [mm ²]	-obsah jedné třecí plochy

4.3.2 TŘECÍ SÍLA A POČET TŘECÍCH PLOCH

Obsah třecí plochy je jedním ze vstupních parametrů do výpočtu potřebné třecí síly. Abychom mohli stanovit třecí sílu, která bude zapotřebí, je nutné dále znát koeficient tření μ a ovládací tlak spojky p_{max} , který bude lamely stlačovat k sobě. Vzhledem k předpokládanému hydraulickému ovládaní systému je zřejmé, že na ovládací píst, který bude lamely stlačovat, bude působit tlakový olej. Čerpadlo hydraulického oleje je sice schopné vytvořit tlak i 10 MPa, avšak zvolené třecí obložení lamel vydrží maximální tlak přibližně 4 MPa. Koeficient tření se v případě mokré spojky pohybuje od 0,07 do 0,1. Aby byla spojka schopna přenášet maximální točivý moment, i ve chvíli kdy prokluzuje, je nutné uvažovat dynamický koeficient tření μ_d , který se pohybuje na spodní hranici tohoto rozpětí. Z rovnice (3) jsme schopni získat výslednou třecí sílu F_t působící mezi dvěma třecími plochami. Tuto třecí sílu dosadíme do rovnice (4), ze které nám vyjde počet třecích dvojic i nutných k přenesení daného točivého momentu. K výpočtu potřebného množství třecích ploch potřebujeme znát třecí sílu F_t , účinný poloměr spojky r_s a zatěžovací moment M_t , který se na spojce může objevit.

$$F_t = p_{max} \cdot \mu_d \cdot S_l \quad (3)$$

$$F_t = 4 \cdot 0,07 \cdot 22\,619,467 = 6\,333,451 \text{ N}$$

$$i = \frac{M_t}{F_t \cdot r_s} \quad (4)$$

$$i = \frac{6\,959}{6\,333,451 \cdot 91,481 \cdot 10^{-3}} = 12,011$$

kde:	F_t [N]	-třecí síla
	p_{max} [MPa]	-maximální ovládací tlak
	μ_d [-]	-dynamický koeficient tření
	i [-]	-nutný počet třecích ploch pro jednu spojku
	M_t [N·m]	-maximální točivý moment, který musí spojka přenést



4.3.3 DÉLKA SPOJKY

Dalším rozměrem, který je třeba určit je celková délka spojky. Ta se odvíjí od počtu lamel potřebných k přenesení daného momentu a také od tloušťky lamel včetně obložení. K celkové délce spojky je třeba připočítat i vůle jednotlivých lamel mezi sebou. Z rovnice (4) vyšlo, že pro jednu spojku budeme potřebovat 12 třecích ploch. Použití 12 třecích ploch znamená, že budeme muset použít 13 lamel, z toho 7 vnějších s třecím obložení a 6 vnitřních lamel sinusového tvaru. Ačkoliv v délce zástavby spojkového mechanismu nejsme nijak zásadně limitováni, jeden omezující faktor zde existuje. Spínatelný točivý moment se nezvyšuje s počtem třecích ploch lineárně, ale pouze degresivně. Příčinou je to, že se axiální spínací síla válce zmenšuje na všech unášecích ozubených lamel tak, že se přítlak třecích ploch zmenšuje se vzrůstající vzdáleností od válce. Proto není účelné příliš zvyšovat počet třecích ploch. Pro výpočet délky spojky je třeba znát šířku jedné lamely, včetně třecího obložení. Jak již bylo uvedeno v předcházejících kapitolách, šířka lamel se obvykle pohybuje od jednoho do pěti milimetrů. V našem případě je šířka vnitřní sinusové lamely t_{in} rovna 2,3 mm a šířka vnější lamely včetně obložení t_{out} má hodnotu 3,55 mm. Do celkové délky spojky L_c je nutné započítat i vůli v_{lm} , která odděluje lamely od sebe, když spojka není aktivována. Axiální vůle mezi boky lamel a unášeče zaručuje možnost axiálního posouvání lamel, která je základním předpokladem spínání lamelové spojky. Je nutno dodržet definované vůle, aby se zabránilo poškození způsobenému např. nárazy v unášecím profilu nebo nadměrným tepelným namáháním v důsledku nedostatečného odvětrávání lamelového svazku. Při použití vnitřních sinusových lamel je doporučena vůle mezi lamelami 0,2 mm. Jelikož je na ovládání celého mechanismu potřeba dvou spojek, vynásobíme délku spojkového mechanismu dvěma. Celkový vztah, dle kterého lze vypočítat délku obou spojek můžeme vidět v rovnici (5).

$$L_c = 2 \cdot [(i_{dout} \cdot t_{out}) + (i_{din} \cdot t_{in}) + (i_d - 1) \cdot v_{lm}] \quad (5)$$

$$L_c = 2 \cdot [(7 \cdot 3,55) + (6 \cdot 2,3) + (13 - 1) \cdot 0,2] = 82,1 \text{ mm}$$

kde:	L_c [mm]	-výsledná délka spojkového mechanismu
	i_{dout} [-]	-zvolený počet vnějších lamel pro jednu spojku
	t_{out} [mm]	-šířka jedné vnější lamely
	i_{din} [-]	-zvolený počet vnitřních lamel pro jednu spojku
	t_{in} [mm]	-šířka jedné vnitřní lamely
	i_d [-]	-celkový počet lamel pro jednu spojku
	v_{lm} [mm]	-vůle mezi lamelami

Rozměry šířek lamel byly vybírány z katalogu společnosti Ortlinghaus kde pro srovnatelné průměry spojek byly uvedeny právě volené šířkové rozměry lamel. Celková délka spojkového mechanismu má hodnotu 82,1 mm, což je výrazně méně než maximální dovolená délka zástavby. Lze tedy usuzovat, že spojkový mechanismus se do zamýšleného prostoru bez problémů vleze.

4.3.4 PŘÍPUSTNÁ SKLUZOVÁ RYCHLOST

Kromě geometrických rozměrů mají spojky i další limitující faktory. Jedním z nich je nejvyšší přípustná skluzová rychlost spojkových lamel n_{scmax} při které je spojka schopná plnit požadovanou funkci. Jedná se o maximální dosažitelný rozdíl vstupu a výstupu spojky a výpočet rozdílu rychlostí lamel na jejich vnějším obvodu. Maximální skluzová rychlost lamel



je dána vlastnostmi materiálu, ze kterých jsou lamely, případně jejich obložení vyrobeny. Maximální skluzovou rychlost, která může být v dané aplikaci dosahována, je možné získat za předpokladu nejvyšších možných otáček motoru, zařazeném nejvyšším rychlostním stupni a zablokovaném levém kole vozidla. Tím zajistíme, že se hřídel vedoucí na vstup spojky bude otáčet maximální rychlostí a hřídel vedoucí z výstupu spojky na levou poloosu bude zastavena. Ačkoliv je tato situace při reálném provozu téměř nemožná, je vhodné vypočítat nejvyšší skluzovou rychlost lamel pro tu nejméně bezpečnou, i když pouze hypotetickou variantu. Výsledný vztah je možné vidět v rovnicích (6) a (7).

$$n_{scmax} = \frac{n_{max}}{i_{pmin} \cdot i_{cr} \cdot i_{pr} \cdot 60} \quad (6)$$

$$n_{scmax} = \frac{1900}{0,84 \cdot 0,901 \cdot 1,282 \cdot 60} = 32,637 \text{ s}^{-1}$$

$$v_s = 2 \cdot \pi \cdot n_{scmax} \cdot r_1 \quad (7)$$

$$v_s = 2 \cdot \pi \cdot 32,637 \cdot 110 = 22,557 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde: $n_{scmax}[\text{s}^{-1}]$ -maximální otáčky spojkové lamely
 $n_{max}[\text{s}^{-1}]$ -maximální otáčky motoru
 $i_{pmin}[-]$ -minimální převodový poměr převodovky ZF
 $i_{cr}[-]$ -převodový poměr na třístupňovém pastorku při sepnuté pravé spojce
 $i_{pr}[-]$ -převodový poměr přídavku Tatra
 $v_s[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ -maximální skluzová rychlost lamely

V kapitole 4.2 při výběru spojkových lamel, byla u každé z dvojic materiálu uvedena hodnota nejvyšší přípustné skluzové rychlosti. U dvojice materiálu lamel, která byla vybrána, dosahuje přípustná skluzová rychlost hodnoty až $40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. V reálném provozu se bude maximální skluz lamel pohybovat do 20% otáček klece diferenciálu, což odpovídá hodnotě asi $4,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Výpočet skluzové rychlosti odpovídá extrémním podmínkám, které v reálném provozu nemohou nastat. I přesto spadá vypočítaná skluzová rychlost do povoleného intervalu skluzových rychlostí. Je tedy zřejmé, že co se týče tohoto parametru, máme více než dostatečnou rezervu do překročení limitní hodnoty.

4.3.5 KONTROLA SPOJKY NA OHŘÁTÍ

Výpočet tepla, které spojka produkuje při provozu je dalším důležitým krokem při návrhu spojky. Množství vyprodukovaného tepla je jedním z hlavních faktorů majících vliv na funkci i životnost spojky. Při překročení limitních hodnot teploty může docházet k ovlivnění třecího součinitele, což má negativní vliv na ovládání i chod spojky. Dále může docházet k teplotní deformaci lamel, ty mohou praskat a následně způsobit úplnou destrukci mechanismu ovládání systému. Příliš vysoké teploty mohou negativně ovlivnit i okolní součásti nacházející se kolem místa největšího vzniku tepla. Z uvedeného je tedy zřejmé, že pokud spojka generuje velké množství tepla, pak je třeba ji efektivně chladit. Do našeho mechanismu budou instalovány spojky s olejovou náplní. Proudící olej z míst kontaktů lamel odebere teplo a přenesení jej na skříň spojky, odkud bude teplo dále odváděno do okolí. Pokud bychom pomocí výpočtu zjistili, že samotné proudění oleje by nebylo schopno odvádět dostatečné množství tepla, bylo by nutné navrhnout adekvátní systém chlazení spojky. Bývá-li spojka vybavena externím chlazením

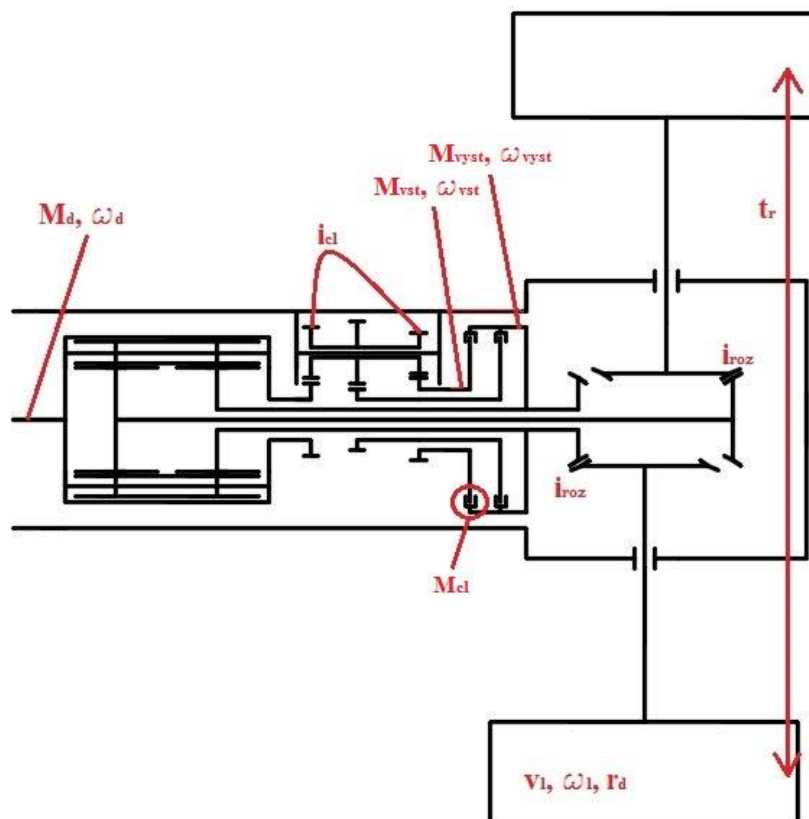


oleje, pak se většinou jedná o chladič oleje připevněný ke skříni spojky. V našem případě je skříň spojky centrální nosná roura, v případě nutnosti instalace externího chlazení by tedy velmi pravděpodobně musela být upravena i centrální nosná roura, čímž bychom porušili požadavek na zachování co největšího počtu stávajících komponentů. Množství tepla vzniklé třením odpovídá třecí práci. Z této jednoduché premisy vychází i vztah pro výpočet množství spojkou generovaného tepla, který lze vidět v rovnici (8). Princip výpočtu tepla vytvořeného ve spojce by se dal popsat, jako rozdíl práce do spojky přivedené a práce ze spojky odvedené. V tomto případě M_{cl} odpovídá množství točivého momentu spojkou přeneseného. Veličina ω_{δ} je rovna rozdílu vstupní a výstupní úhlové rychlosti hřídelí se spojkou spojených. Vztah v rovnici (8) však platí pro ustálený stav, kdy vozidlo projíždí zatáčkou s konstantním poloměrem a prokluzující spojka přenáší točivý moment.

$$Q = M_{cl} \cdot t \cdot \omega_{\delta} \quad (8)$$

kde: Q [J] - množství vyprodukovaného tepla při manévru
 M_{cl} [N·m] - točivý moment přenesený spojkou
 t [s] - čas, po který manévr probíhá
 ω_{δ} [s⁻¹] - rozdíl úhlových rychlostí hřídelí spojených se spojkou

Pro lepší přehlednost je na následujícím Obr. 52 schematicky znázorněn diferenciál včetně zadní nápravy. Součástí schématu je zobrazení působišť jednotlivých parametrů, které jsou pro výpočet množství produkovaného tepla stěžejní.

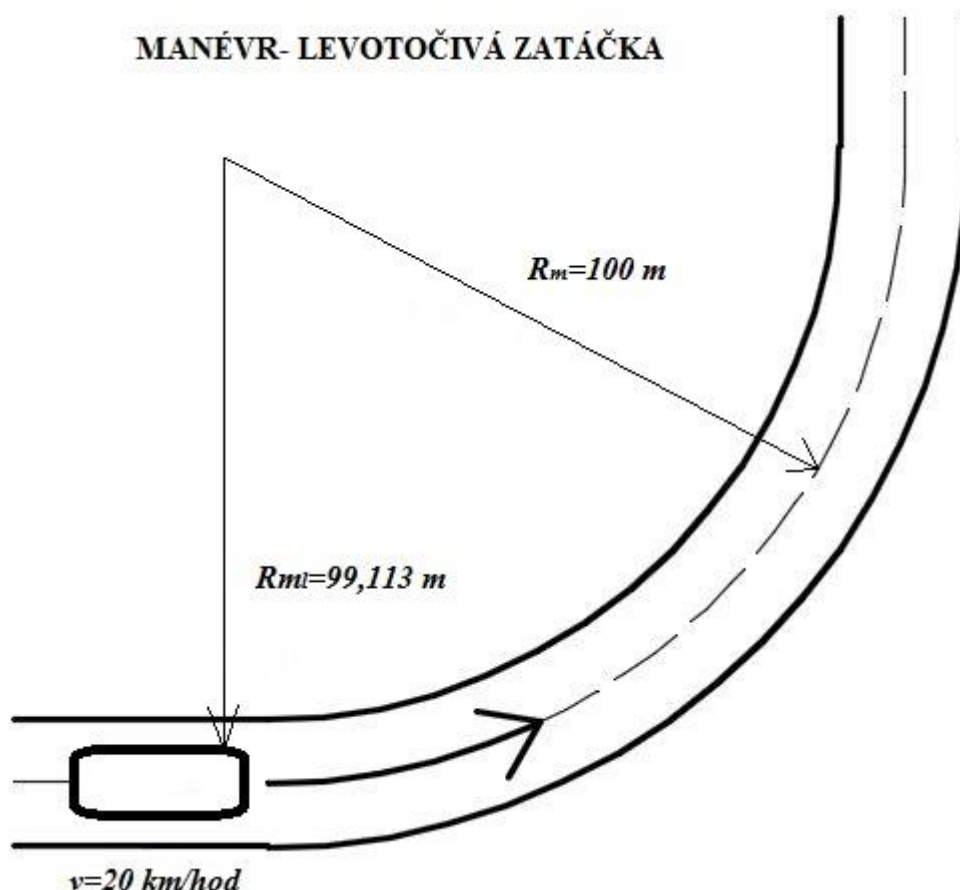


Obr. 52 Schéma diferenciálu včetně popisu



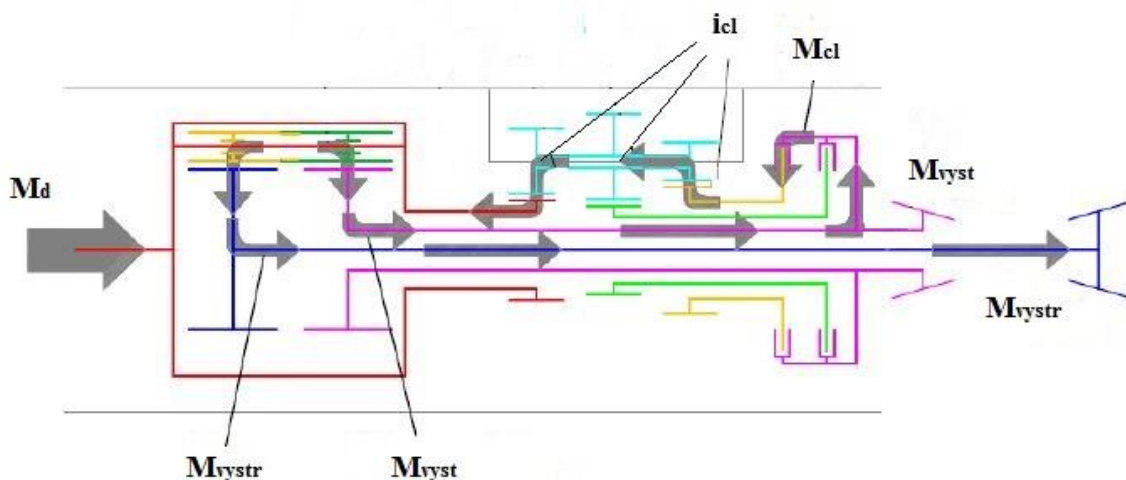
4.3.6 NÁVRH PARAMETRŮ MANÉVRU

Pro kontrolu spojky na ohřátí je nutné zvolit si manévr, při kterém budeme množství vyvinutého tepla sledovat. Manévr je důležité vybrat tak, aby bylo zajištěno, že při standardním provozu k tak velkému vývinu tepla nedojde. Tím dosáhneme bezpečného dimenzování komponentů spojky. Vybraný manévr byl zvolen jako průjezd vozidla levotočivou zatáčkou o poloměru R_m s hodnotou 100 m. Schéma vybraného manévru je znázorněno na Obr. 53.



Obr. 53 Schéma vybraného manévru

Vozidlo bude zatáčku projíždět konstantní rychlostí $v = 20 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1}$ a levá spojka diferenciálu bude plně sepnutá. Na klec diferenciálu bude působit moment $M_{d1} = 7\,682 \text{ N} \cdot \text{m}$. Manévr je zvolen tak že na pravé kolo bude přenášén maximální možný moment omezený adhezí, zatímco na levé kolo nebude přiváděn moment žádný. Levá spojka tedy bude přenášet maximum točivého momentu, na který je dimenzována. Veškerý moment přenesený spojkou se zároveň objeví i na hřídeli vedoucí k levé poloose, tedy $M_{cl1} = M_{vyst1} = 6\,959 \text{ N} \cdot \text{m}$. Hřídel vedoucí k levé poloose však nepřenáší točivý moment na rozvodovku a dále na poloosu. Všechn točivý moment je spotřebováván spojkou, která je s touto hřídelí spojena. Schéma toku momentu systémem je znázorněno na Obr. 54.



Obr. 54 Schéma toku točivého momentu systémem [7]

4.3.7 DRÁHA A DÉLKA TRVÁNÍ MANÉVRU

Z parametrů manévru si nejprve pomocí vztahu (9) zjistíme dráhu d , kterou vozidlo při manévru ujede. Poté pomocí rovnice (10) zjistíme dobu t_1 , po kterou manévr trvá. Dle vztahu v rovnici (11) lze spočítat průměr úhlových rychlostí obou kol ω_{o1} , který bude dále využit pro zjištění úhlové rychlosti klece diferenciálu ω_{d1} .

$$d = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_m}{4} \quad (9)$$

$$d = \frac{2 \cdot \pi \cdot 100}{4} = 157,08 \text{ m}$$

$$t_1 = \frac{d}{v_1} \quad (10)$$

$$t_1 = \frac{157,08 \cdot 3,6}{20} = 28,274 \text{ s}$$

$$\omega_{o1} = \frac{v_1}{r_d} \quad (11)$$

$$\omega_{o1} = \frac{20}{3,6 \cdot 0,522} = 10,643 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:	d [m]	-délka testovací dráhy
	t_1 [s]	-čas po který první manévr probíhá
	R_m [m]	-poloměr zatáčky při manévru
	v_1 [km·hod ⁻¹]	-rychlost střední části vozidla při prvním manévru
	ω_{o1} [rad·s ⁻¹]	-průměr úhlové rychlosti obou kol při prvním manévru
	r_d [m]	-dynamický poloměr pneumatiky



4.3.8 RYCHLOST POHYBU LEVÉHO KOLA

Dráha, kterou jsme spočítali v předchozím kroku, platí pro body nacházející se v podélné ose vozidla. Levé kolo ujede dráhu kratší a to v závislosti na velikosti rozchodu zadních kol vozidla t_r , který u našeho experimentálního vozidla činí 1,774 m. Naopak pravé kolo bude opisovat delší kružnici, než je spočítáno pro podélnou osu vozidla. Vypočítáním poloměru, který bude opisovat levé kolo vozidla podle rovnice (12) můžeme dojít k spočítání délky dráhy levého kola dle rovnice (13). Z dráhy ujeté levým kolem d_l můžeme pomocí jednoduchého vztahu, který najdeme v rovnici (14), opět dostat rychlost, tentokrát však již rychlost translačního pohybu levého kola v_{l1} .

$$R_{ml} = R_m - \frac{t_r}{2} \quad (12)$$

$$R_{ml} = 100 - \frac{1,774}{2} = 99,113 \text{ m}$$

$$d_l = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{ml}}{4} \quad (13)$$

$$d_l = \frac{2 \cdot \pi \cdot 99,113}{4} = 155,686 \text{ m}$$

$$v_{l1} = \frac{d_l}{t_1} \quad (14)$$

$$v_{l1} = \frac{155,686}{28,274} = 19,823 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1}$$

kde: R_{ml} [m] - poloměr zatáčky při manévru pro levé kolo
 t_r [m] - rozchod zadních kol
 d_l [m] - délka testovací dráhy pro levé kolo
 v_{l1} [km·hod⁻¹] - rychlost levého kola při prvním manévru

4.3.9 ÚHLOVÁ RYCHLOST HŘÍDELE VEDOUcí K LEVÉ POLOOSE

Z rychlosti v_{l1} , kterou se pohybuje levé kolo, můžeme pomocí dynamického poloměru kola r_d dostat úhlovou rychlost kola ω_{l1} . Pokud úhlovou rychlost kola vynásobíme převodovým poměrem rozvodovky i_{roz} , zjistíme úhlovou rychlost otáčení hřídele vedoucí k levé poloose ω_{vyst1} , ze které získáme další parametr, který již figuruje ve výsledném vztahu pro výpočet množství ve spojce vygenerovaného tepla.

$$\omega_{l1} = \frac{v_{l1}}{r_d} \quad (15)$$

$$\omega_{l1} = \frac{20}{0,522 \cdot 3,6} = 10,548 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\omega_{vyst1} = i_{roz} \cdot \omega_{l1} \quad (16)$$

$$\omega_{vyst1} = 3,385 \cdot 10,548 = 35,706 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$



kde: $\omega_{l1}[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$ -úhlová rychlost levého kola vozidla při prvním manévru
 $i_{roz}[\text{mm}]$ -převodový poměr rozvodovky
 $\omega_{vyst1}[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$ -úhlová rychlost hřídele vedoucí k levé poloose pro první manévr

4.3.10 ÚHLOVÁ RYCHLOST HŘÍDELE VEDOUcí NA VSTUP LEVÉ SPOJKY

Nyní je třeba zjistit úhlovou rychlost hřídele vedoucí na vstup levé spojky ω_{vst1} vedoucí od třístupňového pastorku k levé spojce. Tu zjistíme následujícím způsobem. Vezmeme-li průměr úhlových rychlostí pravého i levého kola ω_{o1} a vynásobíme-li ho převodovým poměrem rozvodovky i_{roz} , získáme otáčky klece diferenciálu ω_{d1} . Následně pomocí převodového poměru mezi klecí diferenciálu a hřídelí vedoucí k levé spojce i_{cl} zjistíme dle vztahu v rovnici (18) úhlovou rychlost hřídele vedoucí k levé spojce ω_{vst1} .

$$\omega_{d1} = i_{roz} \cdot \omega_{o1} \quad (17)$$

$$\omega_{d1} = 3,385 \cdot 10,643 = 36,026 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\omega_{vst1} = \frac{\omega_{d1}}{i_{cl}} \quad (18)$$

$$\omega_{vst1} = \frac{36,026}{1,116} = 32,281 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde: $\omega_{d1}[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$ -úhlová rychlost klece diferenciálu při prvním manévru
 $\omega_{vst1}[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$ -úhlová rychlost hřídele vedoucí na vstup levé spojky pro první manévr
 $i_{cl}[-]$ -převodový poměr na třístupňovém pastorku při sepnuté levé spojce

4.3.11 TOČIVÝ MOMENT NA KOLECH VOZIDLA

Vzhledem k základnímu předpokladu manévru kdy bylo určeno, že na levé kolo nebude přiváděn žádný moment, je situace na levém kole zřejmá. Pravé kolo bude zatěžováno momentem objevujícím se na výstupní hřídeli vedoucí k pravé poloose M_{vystr1} vynásobeným převodovým poměrem rozvodovky i_{roz} . Moment M_{vystr1} má stejnou hodnotu jako M_{vyst1} protože osový čelní diferenciál který je zabudován v tomto systému rozděluje točivý moment na hřídele vedoucí k poloosám v poměru 1:1.

$$M_{l1} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{r1} = M_{vystr1} \cdot i_{roz} \quad (19)$$

$$M_{r1} = 6\,959 \cdot 3,385 = 23\,560 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde: $M_{l1}[\text{N}\cdot\text{m}]$ -točivý moment na levém kole při prvním manévru
 $M_{r1}[\text{N}\cdot\text{m}]$ -točivý moment na pravém kole při prvním manévru
 $M_{vystr1}[\text{N}\cdot\text{m}]$ -točivý moment na hřídeli vedoucí k levé poloose pro první manévr



4.3.12 ROZDÍL ÚHLOVÝCH RYCHLOSTÍ NA SPOJCE

Abychom dokázali počítat množství tepla vyprodukované ve spojce, je nutné znát spojkou přenášený moment a rozdíl úhlových rychlostí hřídelí spojených se spojkou. Pro výpočet množství tepla vytvořeného ve spojce nám postačí znát absolutní hodnotu rozdílu úhlových rychlostí. Je zřejmé, že vývin tepla nezávisí na tom, která z hřídelí se pohybuje rychleji.

$$\omega_{\delta 1} = \omega_{vst1} - \omega_{vyst1} \quad (20)$$

$$\omega_{\delta 1} = 32,281 - 35,706 = -3,425 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde: $\omega_{\delta 1} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ -rozdíl úhlových rychlostí hřídelí spojených se spojkou pro první manévru

4.3.13 VYPRODUKOVANÉ MNOŽSTVÍ TEPLA

Jak již bylo napsáno výše, celkové množství tepla které bude vyprodukováno během zkušební manévru, je závislé na množství vstupní a výstupní práce. Jak ukazuje rovnice (8) teplo vyprodukované ve spojce během manévru je rovné součinu momentu přenášeného spojkou, času po který manévru probíhá a skluzu na spojce. Výsledek je rovný zmařené práci vlivem tření a je přeměňován na teplo. Pro větší přehlednost je rovnice (8) znovu uvedena na řádku níže.

$$Q_1 = M_{cl1} \cdot t_1 \cdot \omega_{\delta 1} \quad (8)$$

$$Q_1 = 6\,959 \cdot 28,274 \cdot 3,425 = 6,739 \cdot 10^5 \text{ J}$$

kde: $Q_1 [\text{J}]$ -množství vyprodukovaného tepla při prvním manévru

4.3.14 MAXIMÁLNÍ PŘÍPUSTNÉ MNOŽSTVÍ TEPLA

Výslednou hodnotu je potřeba porovnat s maximálním množstvím tepla, které spojka dovede absorbovat nebo odvést. Aby spojka mohla spolehlivě fungovat, je nutné ji tepelně nepřetěžovat. Maximální množství tepla, které je spojka schopna absorbovat, je dáno přípustným tepelným zatížením materiálu lamel a třecího obložení a celkovou velikostí stykových ploch. Pro výpočet velikosti stykových ploch využijeme rovnici (2) v níž jsme spočítali obsah jedné třecí plochy. Tuto vynásobíme množstvím třecích dvojic, které jsme získali z rovnice (4). Maximální dovolené množství tepla pak získáme ze vztahu v rovnici (22). Je zřejmé, že tuto hodnotu lze zvýšit dvěma způsoby. Použitím pokročilejších materiálů, které mají vyšší tepelnou únosnost, námi vybraný materiál patří však již mezi materiály s nejvyšší tepelnou únosností. Druhým způsobem je zvýšení množství třecí plochy, tedy například přidáním dalších třecích dvojic nebo zvětšením vnějšího průměru lamel či snížením vnitřního průměru lamel.

$$S_c = S_l \cdot (i_d - 1) \quad (21)$$

$$S_c = 22\,619,467 \cdot (13 - 1) = 271\,433,604 \text{ mm}^2$$

$$Q_{dov} = S_c \cdot q_{perm} \quad (22)$$



$$Q_{dov} = 271\,433,604 \cdot 2 = 5,429 \cdot 10^5 \text{ J}$$

kde: S_c [mm ²]	-celkový obsah kontaktních ploch
Q_{dov} [J]	-maximální přípustné množství tepla
q_{perm} [J·mm ⁻²]	-měrná tepelná zatížitelnost

4.3.15 ZHODNOCENÍ PRVNÍHO MANÉVRU

Z provedených výpočtů vyplývá, že množství tepla, které bylo během manévru ve spojce vygenerováno, je nezanedbatelně vyšší než množství tepla, jež je spojka schopná vydržet, aniž by docházelo k její přílišné degradaci. Zvolený manévr probíhal za podmínky, že maximální rozdíl momentů mezi pravým a levým kolem nepřesáhne hodnotu maximálního, jedním kolem přenositelného momentu omezeného adhezí. Je tedy uvažována situace, kdy na levé kolo není přiváděn žádný moment a pravé kolo se nachází na hranici adheze. Ve skutečnosti však bude na levé kolo přiváděn také točivý moment a vozidlo bude mít zařazeno určitý rychlostní stupeň, který bude odpovídat rychlosti otáčení kol. Jízdní manévr, který odpovídá reálnému provozu více, bude nyní nasimulován. Jeho provedením získáme reálnější výsledky, které určí, zda se ovládací spojky vozidla budou při provozu skutečně přehřívat.

4.3.16 NÁVRH PARAMETRŮ DRUHÉHO MANÉVRU

Následující manévr je opět průjezd vozidla levotočivou zatáčkou a poloměru 100 m. Rychlost vozidla je vyšší než v předchozím případě a má hodnotu 30 km·hod⁻¹. Z následující tabulky na Obr. 55 bylo zjištěno, jaký převodový stupeň by měl být při této rychlosti a tomto manévru zařazen. Z uvedené tabulky vyplývá, že při zvolené rychlosti 30 km·hod⁻¹ by mohly být zařazeny 10., 11. nebo 12. rychlostní stupeň. Volbu rychlostního stupně lze dále omezit požadavkem na provoz motoru v otáčkách, při kterých je točivý moment motoru maximální. Rozsah otáček maximálního točivého momentu je 1000 až 1400, pomocí vztahu v rovnici (23) zjistíme, který ze tří navrhovaných rychlostních stupňů splňuje naši podmínku.

$$n_m = \frac{\omega_d \cdot i_{pr} \cdot i_x \cdot 60}{2 \cdot \pi} \quad (23)$$

$$n_{m10} = \frac{54,039 \cdot 1,282 \cdot 2,53 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 1\,674 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{m11} = \frac{54,039 \cdot 1,282 \cdot 2,08 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 1\,376 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{m12} = \frac{54,039 \cdot 1,282 \cdot 1,74 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 1\,151 \text{ min}^{-1}$$

kde: n_{m10} [min ⁻¹]	-otáčky motoru při zařazeném 10. rychlostním stupni
n_{m11} [min ⁻¹]	-otáčky motoru při zařazeném 11. rychlostním stupni
n_{m12} [min ⁻¹]	-otáčky motoru při zařazeném 12. rychlostním stupni
i_x [-]	-převodový poměr převodovky při daném rychlostním stupni

DOSBox 0.65, Cpu Cycles: 3000, Frameskip 0, Program: TB							
ZF16S	PREVODY TATRA PHOENIX	skok	km/hod	Moment na			
PRIDAVEK	ST. PREVOD	zaPRIDAVEKEM	za ROZU.	Ikola	Umt/Uma	pasKS	[Nm]
PREVODOVKY							
	16	0.84000	1.07692	3.645	3.645	54.0/102.6	842
	15	1.00000	1.28205	4.339	4.339	45.4/ 86.2	1003
? 1.2821	14	1.20000	1.53846	5.207	5.207	37.8/ 71.8	1203
	13	1.43000	1.83333	6.205	6.205	31.7/ 60.3	1434
	12	1.74000	2.23077	7.550	7.550	26.1/ 49.5	1744
ROZVODOVKA	11	2.08000	2.66666	9.026	9.026	21.8/ 41.4	2085
? 3.3846	10	2.53000	3.24359	10.978	10.978	17.9/ 34.1	2536
REDUKCE KOL	9	3.02000	3.87179	13.105	13.105	15.0/ 28.5	3028
? 1.0000	8	3.82000	4.89743	16.576	16.576	11.9/ 22.6	3830
PNEU -Rd	7	4.57000	5.85897	19.830	19.830	9.9/ 18.9	4582
? 0.522	6	5.46000	6.99999	23.692	23.692	8.3/ 15.8	5474
rozsah 16.43	5	6.53000	8.37179	28.335	28.335	6.9/ 13.2	6547
Cel.poc.naprav ? 2	4	7.93000	10.16666	34.410	34.410	5.7/ 10.9	7950
Poc.zat.naprav ? 1	3	9.49000	12.16665	41.179	41.179	4.8/ 9.1	9514
MOTOR:Et? 0.92	2	11.54000	14.79486	50.075	50.075	3.9/ 7.5	11570
min OT: ? 800	1	13.80000	17.69229	59.882	59.882	3.3/ 6.2	13835
Pj[kW]? 300 nj ? 1900	ZN	10.80000	13.84614			46.864 4.2/ 8.8	10828
Mt[Nm]? 2000nm ? 1000	ZT	12.92000	16.56409			56.063 3.5/ 6.7	12953
						Mtmax pocita s Eta=0.85	

Graf rychlosti[Entr]?

Obr. 55 Tabulka závislosti řazení převodových stupňů na rychlosti vozidla [28]

Z výpočtů otáček motoru vyplývá, že při zařazeném 10. rychlostním stupni by již otáčky motoru byly mimo požadovaný rozsah. Rychlostní stupně, které splňují kritérium, aby se nacházely ve vymezeném rozsahu otáček motoru, jsou stupně 11 a 12. Jednoduchou úvahou lze snadno vyvodit, že při zařazeném 11. rychlostním stupni bude na klec diferenciálu působit vyšší točivý moment než při zařazeném 12. rychlostním stupni. Točivý moment motoru bude násoben vyšším převodovým poměrem, tedy na klec diferenciálu bude působit vyšší moment. Abychom při dalších výpočtech byly na bezpečnější straně, byl zvolen rychlostní stupeň číslo 11.

4.3.17 TOČIVÝ MOMENT NA KLECI DIFERENCIÁLU

Točivý moment na kleci diferenciálu lze snadno spočítat podle vztahu uvedeného v rovnici (24). Jde o součin Momentu motoru, převodového poměru zařazeného rychlostního stupně a převodového poměru sestupného přídatku Tatra.

$$M_{d2} = M_m \cdot i_{pr} \cdot i_{11} \quad (24)$$

$$M_{d2} = 2\,000 \cdot 1,282 \cdot 2,08 = 5\,333 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde: M_m [N·m] - maximální točivý moment motoru
 i_{11} [-] - převodový poměr převodovky ZF pro 11. rychlostní stupeň
 M_{d2} [N·m] - točivý moment na kleci diferenciálu při druhém manévru



4.3.18 TOČIVÝ MOMENT PŘENÁŠENÝ SPOJKOU

Základní kritérium zadaného manévru ukládá, aby byl veškerý točivý moment veden pouze na pravé kolo, na levé kolo tedy nebude přiveden žádný moment. V popisu systému, pro který je ovládací spojka navrhována, bylo zjištěno, že platí rovnice (25), (26) a (27). Vzhledem k tomu že na levé kolo nemá být přiváděn žádný moment, musí mít M_{vyst2} nulovou hodnotu. Z toho plyne, že Moment přenášený spojkou M_{cl2} se musí rovnat momentu přiváděnému na hřídel vedoucí k pravé poloose M_{vystr2} . Upravením rovnice (26) a osamostatněním parametru M_{cl2} dokážeme spočítat jeho hodnotu. Výsledný tvar vztahu je ukázán v rovnici (29).

$$M_{vyst2} = 0,5 \cdot \left(M_{d2} + \frac{M_{cl2}}{i_{cl}} \right) - M_{cl2} \quad (25)$$

$$M_{vystr2} = 0,5 \cdot \left(M_{d2} + \frac{M_{cl2}}{i_{cl}} \right) \quad (26)$$

$$M_{cl2} = M_{vystr2} - M_{vyst2} \quad (27)$$

$$M_{cl2} = M_{vystr2} - 0 = M_{vystr2} \quad (28)$$

$$M_{cl2} = \frac{i_{cl} \cdot M_{d2}}{i_{cl} \cdot 2 - 1} \quad (29)$$

$$M_{cl2} = \frac{1,116 \cdot 5\,333}{1,116 \cdot 2 - 1} = 4\,831 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde: $M_{vystr2}[\text{N} \cdot \text{m}]$ -točivý moment na hřídeli vedoucí k pravé poloose pro druhý manévr
 $M_{vyst2}[\text{N} \cdot \text{m}]$ -točivý moment na hřídeli vedoucí k levé poloose pro druhý manévr
 $M_{cl2}[\text{N} \cdot \text{m}]$ -rozdíl momentu na vstupu a výstupu spojky při druhém manévru

4.3.19 TOČIVÝ MOMENT NA KOLECH VOZIDLA

Analogicky jako byly počítány točivé momenty na kolech při prvním manévru, nyní budou spočítány pro manévr druhý. Základní předpoklad, tedy že všechen točivý moment půjde na pravé kolo, zůstal zachován.

$$M_{l2} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{r2} = M_{vystr2} \cdot i_{roz} \quad (30)$$

$$M_{r2} = 4831 \cdot 3,385 = 16\,353 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde: $M_{l2}[\text{N} \cdot \text{m}]$ -točivý moment na levém kole při druhém manévru
 $M_{r2}[\text{N} \cdot \text{m}]$ -točivý moment na pravém kole při druhém manévru

4.3.20 DÉLKA TRVÁNÍ MANÉVRU

Druhý manévr je průjezd stejnou zatáčkou jako při manévru prvním, pouze je změněna rychlost průjezdu touto zatáčkou. Pomocí rovnice (31) zjistíme délku trvání manévru a dle vztahu v rovnici (32) získáme průměr úhlových rychlostí obou kol.



$$t_2 = \frac{d}{v_2} \quad (31)$$

$$t_2 = \frac{157,08 \cdot 3,6}{30} = 18,85 \text{ s}$$

$$\omega_{o2} = \frac{v_2}{r_d} \quad (32)$$

$$\omega_{o2} = \frac{30}{3,6 \cdot 0,522} = 15,964 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde: t_2 [s] -čas po který druhý manévr probíhá
 v_2 [km·hod⁻¹] -rychlost střední části vozidla při druhém manévru
 ω_{o2} [rad·s⁻¹] -průměr úhlové rychlosti obou kol při druhém manévru

4.3.21 RYCHLOST POHYBU LEVÉHO KOLA

I levé kolo opisuje stejnou dráhu jako v předchozím případě. Rychlost jeho pohybu je však také jiná a její velikost můžeme spočítat dle rovnice (33).

$$v_{l2} = \frac{d_l}{t_2} \quad (33)$$

$$v_{l2} = \frac{155,686}{18,85} = 29,734 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1}$$

kde: v_{l2} [km·hod⁻¹] -rychlost levého kola při druhém manévru

4.3.22 ÚHLOVÉ RYCHLOSTI HŘÍDELÍ

Analogicky jako při prvním manévru nyní spočítáme úhlové rychlosti jednotlivých hřídelí, jejichž hodnoty potřebujeme pro výpočet skluzu na spojce a následnému výpočtu vyprodukovaného tepla.

$$\omega_{l2} = \frac{v_{l2}}{r_d} \quad (34)$$

$$\omega_{l2} = \frac{30}{0,522 \cdot 3,6} = 15,823 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\omega_{vyst2} = i_{roz} \cdot \omega_{l2} \quad (35)$$

$$\omega_{vyst2} = 3,385 \cdot 15,823 = 53,56 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\omega_{d2} = i_{roz} \cdot \omega_{o2} \quad (36)$$

$$\omega_{d2} = 3,385 \cdot 15,964 = 54,039 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$



$$\omega_{vst2} = \frac{\omega_{d2}}{i_{cl}} \quad (37)$$

$$\omega_{vst2} = \frac{54,039}{1,116} = 48,422 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde: $\omega_{d2}[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ -úhlová rychlost klece diferenciálu při druhém manévru
 $\omega_{vst2}[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ -úhlová rychlost hřídele vedoucí na vstup levé spojky pro druhý manévr
 $\omega_{l2}[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ -úhlová rychlost levého kola vozidla při druhém manévru
 $\omega_{vyst2}[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ -úhlová rychlost hřídele vedoucí k levé poloose pro druhý manévr

4.3.23 ROZDÍL ÚHLOVÝCH RYCHLOSTÍ NA SPOJCE

Stejně jako v minulém případě, i nyní je potřeba spočítat rozdíl vstupního a výstupního momentu jdoucí do spojky, respektive ze spojky. Rozdíl úhlových rychlostí hřídelí, které jsou spojeny se spojkou, je jiný než u předchozího manévru, protože počítaná rychlost průjezdu zatáčkou se zvýšila. Opět nás zajímá pouze absolutní hodnota rozdílu úhlových rychlostí na spojce.

$$\omega_{\delta 2} = \omega_{vst2} - \omega_{vyst2} \quad (38)$$

$$\omega_{\delta 2} = 48,422 - 53,56 = -5,138 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde: $\omega_{\delta 2}[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ -rozdíl úhlových rychlostí hřídelí spojených se spojkou pro druhý manévr

4.3.24 VYPRODUKOVANÉ MNOŽSTVÍ TEPLA

Otáčky kol, tudíž i spojovacích hřídelí a klece diferenciálu jsou stejné jako v předchozím simulovaném manévru. Stejně tak i čas potřebný k provedení manévru zůstal nezměněn. Materiál spojkových lamel i jejich počet zůstal taktéž nezměněn, z toho plyne, že i dovolené množství vyprodukovaného tepla zůstalo stejné. Nic už tedy nebrání v aplikaci nově vypočítaných točivých momentů do rovnice (39) pro výpočet vyprodukovaného tepla.

$$Q_2 = M_{cl2} \cdot t_2 \cdot \omega_{\delta 2} \quad (39)$$

$$Q_2 = 4\,831 \cdot 18,85 \cdot 5,138 = 4,678 \cdot 10^5 \text{ J}$$

$$Q_{dov} = 5,429 \cdot 10^5 \text{ J}$$

kde: $Q_2[\text{J}]$ -množství vyprodukovaného tepla při druhém manévru

4.3.25 ZHODNOCENÍ DRUHÉHO MANÉVRU

Základní zatěžovací kritérium, tedy že veškerý točivý moment bude veden pouze na pravé kolo vozidla a na levé nebude veden točivý moment žádný, zůstalo stejné i u druhého jízdního manévru. Množství vyprodukovaného tepla ve spojce závisí především na zvoleném



momentovém zatížení spojky, která je závislá na momentovém zatížení klece diferenciálu. Není totiž možné, aby spojka přenášel vyšší moment než je do systému dodáván. Na začátku výpočtu druhého jízdniho manévru byl zvolen jeden ze tří možných rychlostních stupňů. V případě že bychom zvolili nižší rychlostní stupeň, došlo by vlivem vyššího převodového poměru v převodovce k navýšení točivého momentu na kleci diferenciálu, zároveň by však motor pracoval ve vysokých otáčkách, kdy již není schopen dodávat maximální točivý moment. Výsledkem by nakonec byl pokles točivého momentu na kleci diferenciálu. V případě zařazení vyššího rychlostního stupně než zvoleného, by došlo ke snížení převodového poměru v převodovce, avšak nedošlo by k navýšení točivého momentu, který motor dodává. Výsledkem by tedy bylo opět snížení točivého momentu na kleci diferenciálu. Je tedy zřejmé, že z hlediska bezpečnosti byl zvolen nejvhodnější rychlostní stupeň. Celkové množství tepla, které bylo ve spojce při manévru generováno, je již menší než maximální přípustné množství tepla, jejich rozdíl však není nikterak velký. Ačkoliv by uvedený systém ovládání spojek mohl pracovat i bez chlazení, pro zajištění spolehlivé funkce systému, by bylo vhodné systém ovládacích spojek doplnit chlazením. Systém bez chlazení by se mohl v případě častějšího spínání spojek, jejich aktivace v nízkých rychlostech nebo používání vozidla v horkých klimatických podmínkách snadno přehřát. Další z možností jak zabránit přehřátí spojek by mohlo být nastavení algoritmu řídicí jednotky pro aktivaci systému, aby byl systém aktivní pouze při vyšších rychlostech. Při vyšších rychlostech má vozidlo zařazený vyšší rychlostní stupeň s nižším převodovým poměrem a díky tomu není klec diferenciálu zatěžována vysokým točivým momentem. Veškeré výpočty byly provedeny v programu MathCAD s následným ověřením simulací jízdniích manévru v multibody softwaru MSC Adams. Následující tabulka obsahuje všechny veličiny včetně hodnot a popisu, které byly využity pro výpočty rozměrů a tepelné únosnosti spojek.



Tab. 2 Parametry nutné pro výpočet spojky

Popis parametru	Značka	Hodnota	Jednotka
Dynamický koeficient tření	μ_d	0,07	-
Úhlová rychlost klece diferenciálu při prvním manévru	ω_{d1}	36,026	rad·s ⁻¹
Úhlová rychlost klece diferenciálu při druhém manévru	ω_{d2}	54,039	rad·s ⁻¹
Úhlová rychlost levého kola vozidla při prvním manévru	ω_{l1}	10,548	rad·s ⁻¹
Úhlová rychlost levého kola vozidla při druhém manévru	ω_{l2}	15,823	rad·s ⁻¹
Průměr úhlové rychlosti obou kol při prvním manévru	ω_{o1}	10,643	rad·s ⁻¹
Průměr úhlové rychlosti obou kol při druhém manévru	ω_{o2}	15,964	rad·s ⁻¹
Úhlová rychlost hřídele vedoucí na vstup levé spojky pro první manévr	ω_{vst1}	32,281	rad·s ⁻¹
Úhlová rychlost hřídele vedoucí na vstup levé spojky pro druhý manévr	ω_{vst2}	48,422	rad·s ⁻¹
Úhlová rychlost hřídele vedoucí k levé poloose pro první manévr	ω_{vyst1}	35,706	rad·s ⁻¹
Úhlová rychlost hřídele vedoucí k levé poloose pro druhý manévr	ω_{vyst2}	53,56	rad·s ⁻¹
Rozdíl úhlových rychlostí hřídelí spojených se spojkou pro první manévr	$\omega_{\delta 1}$	-3,425	rad·s ⁻¹
Rozdíl úhlových rychlostí hřídelí spojených se spojkou pro druhý manévr	$\omega_{\delta 2}$	-5,138	rad·s ⁻¹
Délka testovací dráhy	d	157,08	m
Délka testovací dráhy pro levé kolo	d_l	155,686	m
Třecí síla	F_t	6 333,451	N
Nutný počet třecích ploch pro jednu spojku	i	12,011	-



Převodový poměr převodovky ZF pro 10. r.s.	i_{10}	2,53	-
Převodový poměr převodovky ZF pro 11. r.s.	i_{11}	2,08	-
Převodový poměr převodovky ZF pro 12. r.s.	i_{12}	1,74	-
Převodový poměr na třístupňovém pastorku při sepnuté levé spojce	i_{cl}	1,116	-
Převodový poměr na třístupňovém pastorku při sepnuté pravé spojce	i_{cr}	0,901	-
Celkový počet lamel pro jednu spojku	i_d	13	-
Zvolený počet vnitřních lamel pro jednu spojku	i_{din}	6	-
Zvolený počet vnějších lamel pro jednu spojku	i_{dout}	7	-
Minimální převodový poměr převodovky ZF	i_{pmin}	0,84	-
Převodový poměr přídavku Tatra	i_{pr}	1,282	-
Převodový poměr rozvodovky	i_{roz}	3,385	-
Převodový poměr převodovky při daném r. s.	i_x	-	-
Výsledná délka spojkového mechanismu	L_c	82,1	mm
Rozdíl momentu na vstupu a výstupu spojky při prvním manévru	M_{cl1}	6 959	N·m
Rozdíl momentu na vstupu a výstupu spojky při druhém manévru	M_{cl2}	4 831	N·m
Točivý moment na kleci diferenciálu při prvním manévru	M_{d1}	7 682	N·m
Točivý moment na kleci diferenciálu při druhém manévru	M_{d2}	5 333	N·m
Točivý moment na levém kole při prvním manévru	M_{l1}	0	N·m
Točivý moment na levém kole při druhém manévru	M_{l2}	0	N·m
Maximální točivý moment motoru	M_m	2 000	N·m
Točivý moment na pravém kole při prvním manévru	M_{r1}	23 560	N·m



Točivý moment na pravém kole při druhém manévru	M_{r2}	16 353	N·m
Točivý moment na hřídeli vedoucí k levé poloose pro první manévr	M_{vyst1}	6 959	N·m
Točivý moment na hřídeli vedoucí k levé poloose pro druhý manévr	M_{vyst2}	4 831	N·m
Točivý moment na hřídeli vedoucí k pravé poloose pro druhý manévr	M_{vystr1}	6 959	N·m
Točivý moment na hřídeli vedoucí k pravé poloose pro první manévr	M_{vystr2}	4 831	N·m
Otáčky motoru při zařazeném 10. rychlostním stupni	n_{m10}	1 674	min ⁻¹
Otáčky motoru při zařazeném 11. rychlostním stupni	n_{m11}	1 376	min ⁻¹
Otáčky motoru při zařazeném 12. rychlostním stupni	n_{m12}	1 151	min ⁻¹
Maximální otáčky motoru	n_{max}	1900	min ⁻¹
Maximální otáčky spojkové lamely	n_{scmax}	32,637	s ⁻¹
Maximální ovládací tlak	p_{max}	4	MPa
Množství vyprodukovaného tepla při prvním manévru	Q_1	$6,739 \cdot 10^5$	J
Množství vyprodukovaného tepla při druhém manévru	Q_2	$4,678 \cdot 10^5$	J
Maximální přípustné množství tepla	Q_{dov}	$5,429 \cdot 10^5$	J
Měrná tepelná zatížitelnost	q_{perm}	2	J·mm ⁻²
Vnější poloměr třecích ploch lamel	r_1	110	mm
Vnitřní poloměr třecích ploch lamel	r_2	70	mm
Dynamický poloměr pneumatiky	r_d	0,522	m
Poloměr zatačky při manévru	R_m	100	m
Poloměr zatačky při manévru pro levé kolo	R_{ml}	99,113	m



Účinný poloměr spojky	r_s	91,481	mm
Celkový obsah kontaktních ploch	S_c	$2,714 \cdot 10^5$	mm ²
Obsah jedné třecí plochy	S_l	22 619,467	mm ²
Čas, po který první manévr probíhá	t_1	28,274	s
Čas, po který druhý manévr probíhá	t_2	18,85	s
Šířka jedné vnitřní lamely	t_{in}	2,3	mm
Šířka jedné vnější lamely	t_{out}	3,55	mm
Rozchod zadních kol	t_r	1,774	m
Rychlost střední části vozidla při prvním manévru	v_1	20	km·hod ⁻¹
Rychlost střední části vozidla při druhém manévru	v_2	30	km·hod ⁻¹
Rychlost levého kola při prvním manévru	v_{l1}	19,823	km·hod ⁻¹
Rychlost levého kola při druhém manévru	v_{l2}	29,734	km·hod ⁻¹
Vůle mezi lamelami	v_{lm}	0,2	mm
Maximální skluzová rychlost lamely	v_s	22,557	m·s ⁻¹

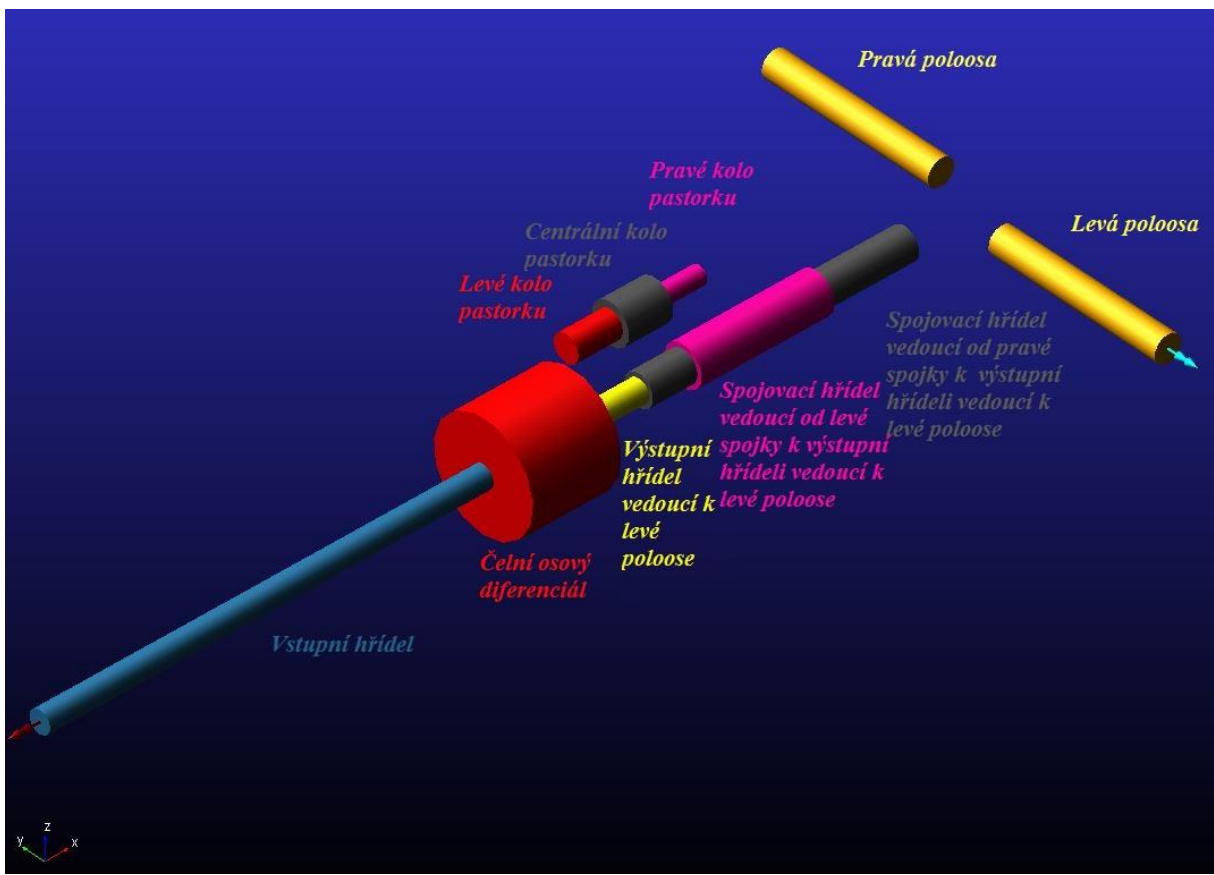


5 MULTIBODY MODEL

Adams (Automatic Dynamic Analyses of Mechanical Systems) patří mezi nepoužívanější a nejpropracovanější multibody softwary na světě. Je to výpočtový software vhodný pro modelování a simulaci mechanických soustav. Tělesa, ze kterých jsou tyto soustavy tvořeny, mohou být vkládána jako tuhá i pružná. Mezi sebou mohou být propojeny různými druhy kinematických vazeb. Systém je schopný provádět kinematické i dynamické analýzy vytvořených modelů a umožňuje optimalizaci a verifikaci matematických modelů. Jádrem Adamsu je modul Adams/Solver, což je velmi propracovaný řešič. Tento modul na základě vstupních dat sestavuje matematický model mechanického systému a řeší soustavy nelineárních a diferenciálních rovnic. Dalším z modulů je Adams/PostProcessor, který umožňuje vyhodnocovat získaná data. Ačkoliv lze v tomto programu pracovat i pouze pomocí příkazového řádku a zadávání různých příkazů, existuje i možnost pracovat v grafickém rozhraní. Pro značnou část uživatelů je tento způsob intuitivnější a jednodušší. Některé modely mohou být tak složité, že bez jejich vizualizace by bylo velmi složité pochopení vzájemných vazeb. K vizualizaci modelů slouží další modul, Adams/View. Software Adams je používán především pro řešení dynamiky dopravních prostředků. To usnadňuje dalších několik modulů, které jsou pro Adams dostupné. Jedná se o moduly Adams/Car, Chassis, Driveline, Tire, Rail, Aircraft a mnoho dalších. Výhoda těchto modulů spočívá v tom, že obsahují knihovny mnoha předdefinovaných částí modelů, čímž výrazně urychlují tvorbu modelů. V zásadě ale není problém vytvořit všechny části modelu za pomoci modulu Adams/View.


5.1 POPIS MODELU

Zjednodušený model upraveného diferenciálu byl vypracován v modulu Adams/Car. Je tvořen tuhými tělesy, která jsou vzájemně propojena kinematickými vazbami. Točivý moment motoru vstupuje do soustavy v místě tělesa vstupní hřídele, na kterou navazuje těleso čelního osového diferenciálu. Klec diferenciálu roztáčí těleso třístupňového pastorku a zároveň uvádí do pohybu i obě výstupní hřídele, které vedou až k poloosám. V modelu nejsou znázorněny satelity ani korunová kola diferenciálu, jejich funkce je obsažena v samotném tělese diferenciálu. Centrální kolo třístupňového pastorku je spojeno se spojovací hřídelí vedoucí na výstupní hřídel k levé poloose. Analogicky je pravé kolo třístupňového pastorku spojeno se spojovací hřídelí vedoucí na výstupní hřídel k levé poloose. Součástí modelu jsou i tři tělesa, která nejsou graficky zobrazena. Dvě z nich nahrazují talířová kola na koncích poloos a třetí je těleso připojení spojovací hřídele od levé spojky na výstupní hřídel k levé poloose. Model systému s popisem jednotlivých těles je zobrazen na Obr. 56.



Obr. 56 Model upraveného diferenciálu v softwaru Adams

Aby mohla být spuštěna simulace, je nutné jednotlivá tělesa propojit různými vazbami. Všechny vazby, které byly v modelu použity, jsou vypsány v následující tabulce. Jedná se především o vazby rotační, několik vazeb typu perpendicular zajišťujících kolmost os zvolených těles. Následně byly do modelu přidány i prvky převodů, aby model fungoval tak jak je požadováno. Převody byly přidány pomocí prvku differential gear, čímž bylo zajištěno rozdělení točivého momentu v tělese diferenciálu a pomocí prvku reduction gear byly nastaveny převody na třístupňovém pastorku a na talířových kolech spojených s poloosami.

Popis	Stupně volnosti	Typ kinematické dvojice	Symbol
josrev_input_shaft_body	1	Rotační (Rz)	




josrev_diff_case_body	Spojení tělesa diferenciálu (ges_diff_case) a centrální nosné roury	1	Rotační (Rz)	
jolrev_output_shaft_body	Spojení výstupní hřídele vedoucí k levé poloose (gel_output_shaft) a centrální nosné roury	1	Rotační (Rz)	
jorrev_output_shaft_body	Spojení výstupní hřídele vedoucí k pravé poloose (ger_output_shaft) a centrální nosné roury	1	Rotační (Rz)	
jolrev_gearing_body	Spojení talířového kola levé poloosy (gel_halfshaft_gearing) a centrální nosné roury	1	Rotační (Rz)	
jorrev_gearing_body	Spojení talířového kola pravé poloosy (ger_halfshaft_gearing) a centrální nosné roury	1	Rotační (Rz)	
jolrev_halfshaft_body	Spojení levé poloosy (gel_halfshaft) a centrální nosné roury	1	Rotační (Rz)	
jorrev_halfshaft_body	Spojení pravé poloosy (ger_halfshaft) a centrální nosné roury	1	Rotační (Rz)	
josrev_tlp_body	Spojení třístupňového pastorku (ges_three_level_pinion) a centrální nosné roury	1	Rotační (Rz)	
josrev_R_clutch_shaft_body	Spojení spojovací hřídel vedoucí od pravé spojky (ges_R_clutch_shaft) a centrální nosné roury	1	Rotační (Rz)	
Josrev_L_clutch_shaft_body	Spojení spojovací hřídele vedoucí od levé spojky (ges_L_clutch_shaft) a centrální nosné roury	1	Rotační (Rz)	
josrev_L_clutch_shaft_2_diff_output	Spojení spojovací hřídele od spojek (ges_L_clutch_shaft_2) a výstupní hřídele vedoucí k levé poloose (gel_output_shaft)	1	Rotační (Rz)	



josper_input_shaft_diff_case	Zachování kolmosti tělesa diferenciálu (ges_diff_case) a vstupní hřídele (ges_input_shaft_1)	5	Kolmost os	
jolper_gearing_half_shaft	Zachování kolmosti talířového kola levé poloosy (gel_halfshaft_gearing) a levé poloosy (gel_halfshaft)	5	Kolmost os	
jorper_gearing_halfshaft	Zachování kolmosti talířového kola pravé poloosy (ger_halfshaft_gearing) a pravé poloosy (ger_halfshaft)	5	Kolmost os	
josper_L_clutch_shaft_1_2	Zachování kolmosti spojovací hřídele od spojek (ges_L_clutch_shaft_2) a spojovací hřídele od levé spojky (ges_L_clutch_shaft)	5	Kolmost os	
grsdif_differential	Převod mezi tělesem diferenciálu (ges_diff_case) a výstupními hřídelemi (gel_output_shaft, ger_output_shaft)	1	Převod (i=1)	
grsred_tlp_R_clutch_shaft	Převod mezi třístupňovým pastorkem (ges_three_level_pinion) a spojovací hřídelí vedoucí od pravé spojky (ges_R_clutch_shaft)	1	Převod (i=2,833)	
grsred_diff_tlp	Převod mezi tělesem diferenciálu (ges_diff_case) a třístupňovým pastorkem (ges_three_level_pinion)	1	Převod (i=0,394)	
grrred_reduction_transmission	Převod mezi výstupní hřídelí vedoucí k pravé poloose (ger_output_shaft) a talířovým kolem pravé poloosy (ger_halfshaft_gearing)	1	Převod (i=3,385)	
grlred_reduction_transmission	Převod mezi výstupní hřídelí vedoucí k levé poloose (gel_output_shaft) a talířovým kolem levé poloosy (gel_halfshaft_gearing)	1	Převod (i=3,385)	



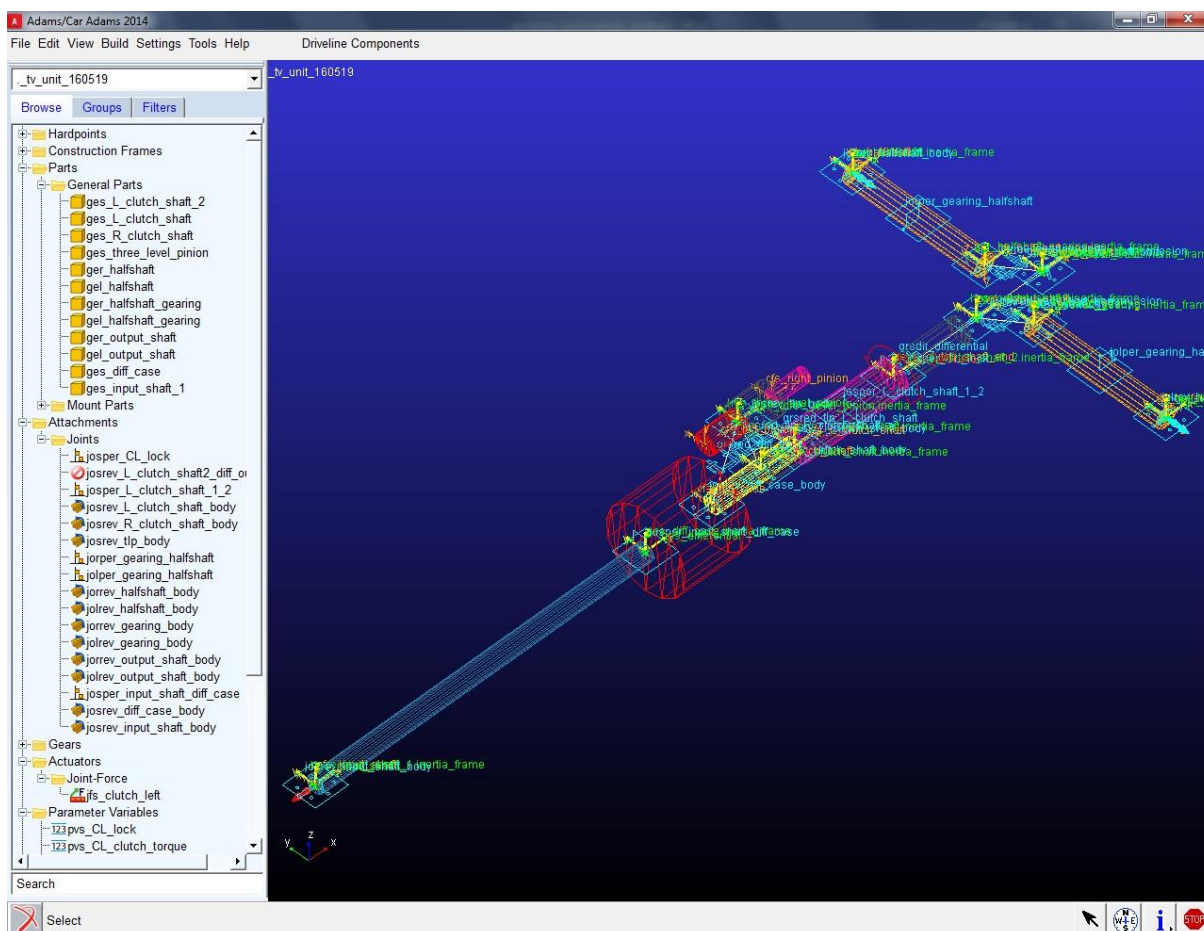
grsred_tlp_L_clutc h_shaft	Převod mezi třístupňovým pastorkem (ges_three_level_pinion) a spojovací hřídelí vedoucí od levé spojky (ges_L_clutch_shaft)	1	Převod (i=2,286)	
-------------------------------	---	---	---------------------	---

5.2 SIMULACE

Simulace jízdního manévru v multibody softwaru MSC Adams byla prováděna za účelem ověření správnosti analytických vztahů vytvořených v kapitole 4. Závislost toku točivého momentu systémem a úhlových rychlostí jednotlivých hřídelí není v zadaném systému na první pohled zřejmá a intuitivní. Aby mohla být simulace provedena, je nutné zadat vstupní okrajové podmínky. Těmi byly u simulovaných parametrů otáčky pravého a levého kola, točivý moment nacházející se na kleci diferenciálu a točivý moment přenášený spojkou. Všechny čtyři vstupní hodnoty měly konstantní průběh a jejich velikost nebyla závislá na žádné veličině. Každý z manévru měl samozřejmě své vlastní hodnoty okrajových podmínek, tak jak je uvedeno v kapitole 4. Na prvek reprezentující levou spojku byly přidány funkce, jejichž vstupy byly proměnné parametry celého systému, např. úhlové rychlosti a momenty. Tyto funkce počítali skluz spojky a celkové vytvořené teplo během manévru.

5.3 VÝSLEDKY

Výsledky simulace byly zobrazeny v jednom z dalších modulů, které Adams obsahuje, v postprocessoru. Tento modul je vhodný pro prohlížení závislostí jednotlivých parametrů. Výsledky simulací potvrdili správnost analytických vztahů, Měření momentů a úhlových rychlostí na různých místech systému bylo zjištěno, že mají stejnou hodnotu jako výsledky analytických rovnic. Tím byla zároveň zpětně ověřena i správnost vytvořeného modelu. Vytvořený model obsahuje pouze levou spojku, neboť simulované jízdní manévry předpokládali aktivaci pouze levé spojky. Pravá spojka by však mohla být přidána do modelu analogicky jako spojka levá, v případě že by bylo třeba provést manévr s aktivovanou pravou spojkou. Vstupní parametry, které byly vkládány do simulace, měli konstantní hodnotu. Jako vstupní podmínky lze však zadat i jakkoliv proměnnou hodnotu vybraného parametru. Je tak možné provést manévr kdy rychlost průjezdu zatáčkou není konstantní, točivý moment je závislý na čase nebo je střídavě aktivována pravá a levá spojka. Vstupem do připraveného modelu tak může být třeba momentová křivka vozidla nebo výstupní hodnoty ze simulace jízdy kompletního vozidla. Pro simulaci jízdy vozidla lze jako vstup zvolit libovolný algoritmus zatáčky a také nárůst a pokles točivého momentu motoru, tedy nasimulovat sešlápnutí a pouštění plynového pedálu. Výsledky provedených simulací lze samozřejmě také zvolit jako vstupy pro simulaci libovolných dalších subsystémů vozidla.



Obr. 57 Model systému v multibody softwaru Adams

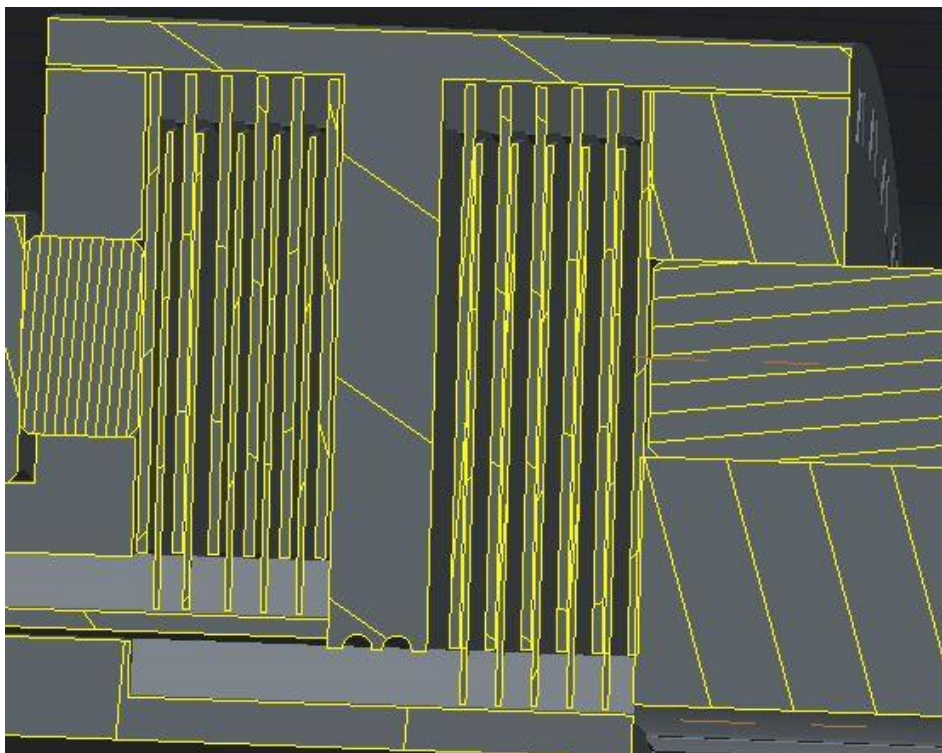


6 KONCEPČNÍ NÁVRH

Obsahem této kapitoly je koncepční návrh spojky a jejího ovládání. Při návrhu jakéhokoliv systému je vždy vhodné provést alespoň základní návrh některých parametrů, aby mohlo být provedeno alespoň základní hodnocení realizovatelnosti navrženého řešení. Koncepční návrh uvedeného systému může sloužit jako podklad pro pozdější detailnější zpracování dané problematiky.

6.1 NÁVRH LAMEL SPOJKY

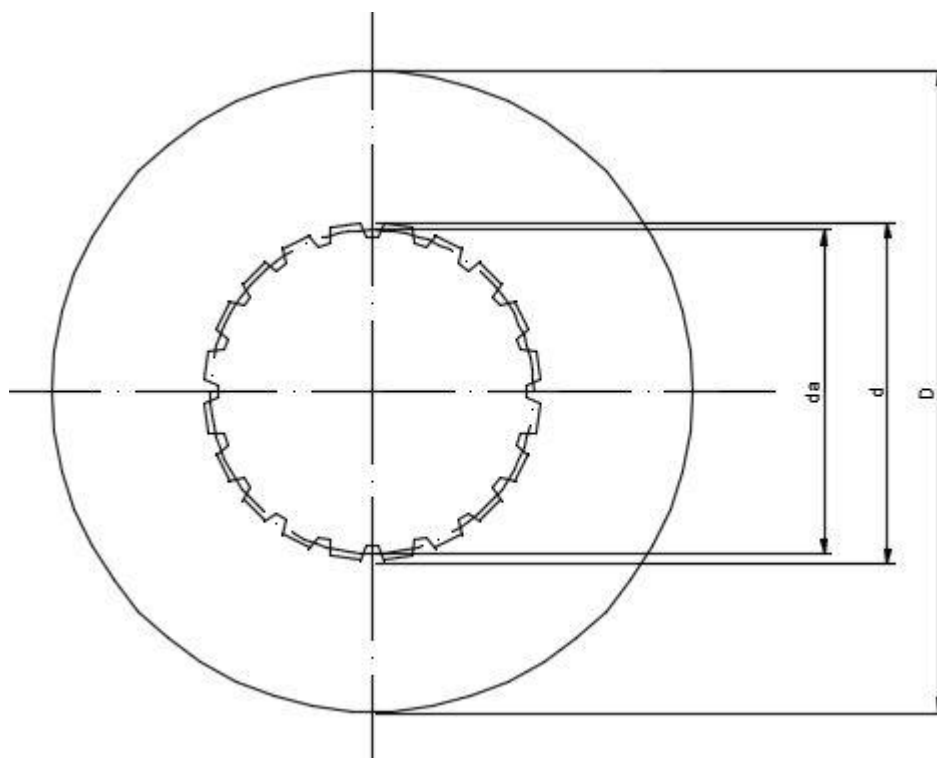
Pro systém řízeného dělení točivého momentu bylo zvoleno ovládání pomocí lamelových spojek. Jejich nejdůležitější součástí jsou lamely, u kterých vhodným výběrem rozměrů dokážeme významně ovlivnit schopnosti přenášení točivého momentu. Ačkoliv katalogy výrobců spojkových lamel obsahují značné množství nejrůznějších normalizovaných rozměrů a typů lamel, naše aplikace je natolik speciální, že jejich použití by nebylo vhodné. Chceme-li aby spojkové lamely zabírali v hnacím ústrojí co nejméně místa a abychom mohli zachovat co možná největší množství stávajících komponentů, je nutné použít lamely se specifickými rozměry. V zamýšleném spojkovém kompletu můžeme nalézt čtyři druhy spojkových lamel. Dva z nich jsou lamely s vnějším ozubením, jejichž součástí je i třetí obložení a další dva druhy lamel jsou lamely s vnitřním ozubením, jejichž profil je sinusově zahnutý. Aby systém fungoval tak jak je požadováno, musí mít sada lamel levé spojky větší vnitřní průměr než sada lamel pravé spojky. Je tomu tak protože hřídel vedoucí od prostředního kola třístupňového pastorku vede uvnitř hřídele vedoucí od pravého kola třístupňového pastorku. Řez kompletem spojky, který situaci znázorňuje je na Obr. 58.



Obr. 58 Část ovládacích spojek v řezu



6.1.1 VNITŘNÍ LAMELY



Obr. 59 Výkres vnitřní lamely spojky s rozměry

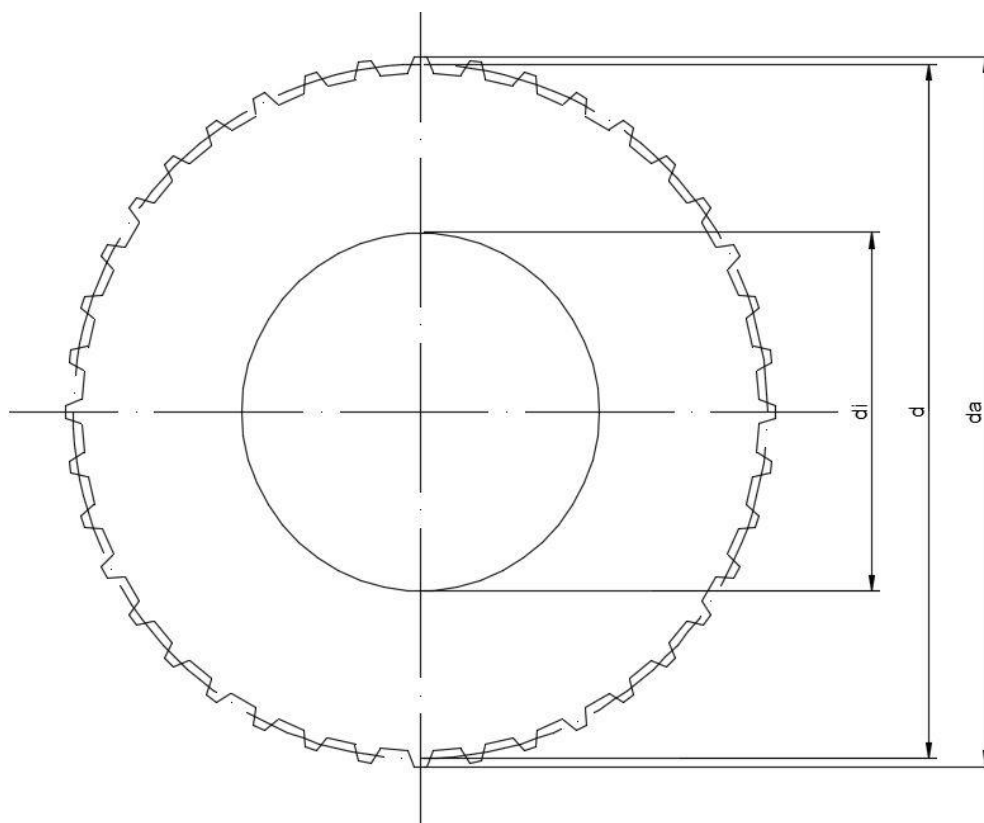
Na Obr. 59 lze vidět výkres vnitřní lamely spojky. Počet vnitřních lamel v každé ze dvou spojek je šest, celkem je tedy pro správnou funkci systému potřeba dvanáct vnitřních lamel. Rozměry d_a , d a D závisí na umístění lamely, tedy zda se jedná o lamely levé či pravé spojky. Vnější průměr je dán průměrem krytu spojky a vnitřní průměr těchto lamel je dán ozubením hnacích hřídelí, s nimiž se vnitřní lamely otáčí. Velikost hlavních rozměrů můžeme vidět v tabulce dole. Šířka lamely b je jedním z hlavních faktorů ovlivňujících celkovou délku spojky. Dalším z faktorů ovlivňujících celkovou délku spojky je axiální vzdálenost lamel od sebe, která je v případě námi použitých sinusových vnitřních lamel doporučována 0,2 mm.

Rozměr	Pravá spojka	Levá spojka
d_a	110 mm	133 mm
d	115 mm	138 mm
D	218 mm	218 mm
b	2,3 mm	2,3 mm



6.1.2 VNĚJŠÍ LAMELY

Lamely s vnějším ozubením na sobě nesou třecí obložení a i z tohoto důvodu mají větší šířku b , než lamely vnitřní. Krajiní lamely bývají téměř výhradně lamely vnější, a proto je jejich počet vyšší než počet lamel vnitřních. Každá ze spojek jich obsahuje sedm, celkově jich je tedy třeba čtrnáct. Vnitřní průměr musí být volen tak aby byl co nejmenší, kvůli požadavku na co největší třecí plochu, zároveň však musí být dostatečně velký, aby jím bez problémů prošla hnací hřídel. Jejich vnější průměr je dán ozubením spojky, které musí přesně zapadnout do ozubení vnějšího krytu spojky. Toto ozubení je normalizováno.



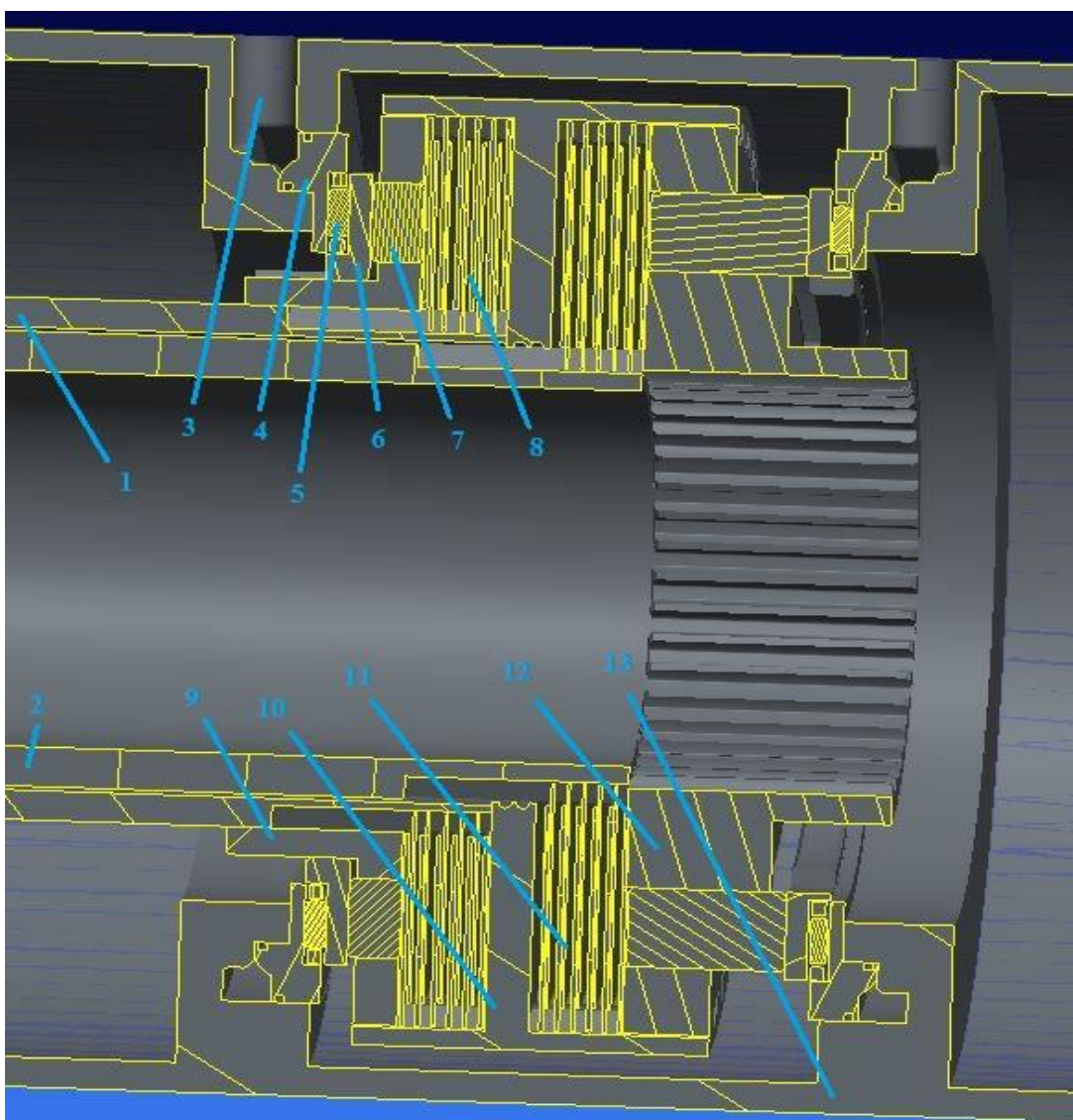
Obr. 60 Výkres vnější lamely spojky s rozměry

Rozměr	Pravá spojka	Levá spojka
d_i	117	140
d	215	215
d_a	220 mm	220 mm
b	3,55 mm	3,55 mm



6.2 NÁVRH KOMPLETU SPOJKY

Součástí ovládacích spojek je kromě lamel i spousta dalších komponentů, bez jejichž přispění by ovládání spojek byla ztížené až nemožné. Komplet spojky je zobrazen na Obr. 61. Točivý moment je přiváděn na spojovací hřídele vedoucí ke spojkám (1 a 2). Je-li aktivována jedna ze spojek, potom je točivý moment přenášen přes lamely (8 nebo 11) a hlavní kryt spojky (10) až na výstupní hřídel, která není na obr. zobrazena. Ovládání spojek se děje pomocí tlaku hydraulického oleje, který je k lamelám přiváděn přívodním kanálem (3). Hydraulický olej tlačí na ovládací píst (4) který se vysouvá a přes axiální ložisko (5) a ovládací disk (6) působí na ovládací pístek (7). Ovládacích pístků je šest pro každou spojku a jsou zasazeny v přední a zadní přírubě spojky (9 a 12). Celý komplet spojky je ukrytý v centrální nosné rouři (13).

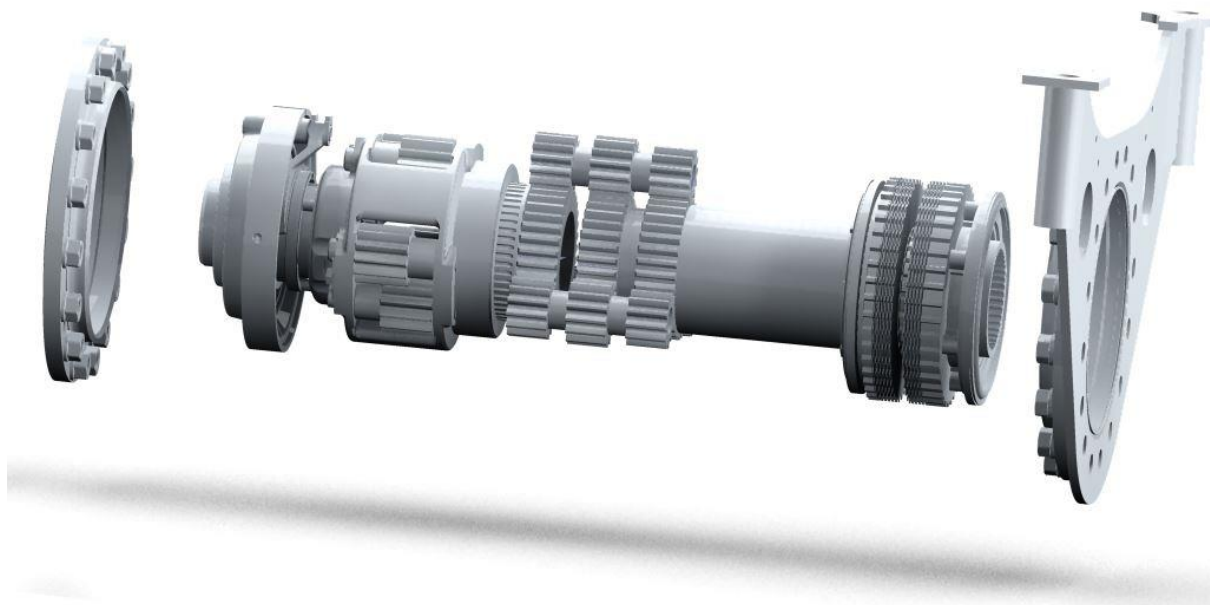


Obr. 61 Komplet spojky v řezu

Na Obr. 62 můžeme vidět počítačový model diferenciálu s řízeným dělením momentu. Vlevo lze vidět osový čelní diferenciál používaný u stávajících vozidel, uprostřed se nachází



třístupňový pastorek, který je v hnacím ústrojí pro větší únosnost instalován třikrát, a napravo můžeme vidět ovládací spojky.



Obr. 62 Počítačový 3D model systému diferenciálu s řízeným dělením momentu

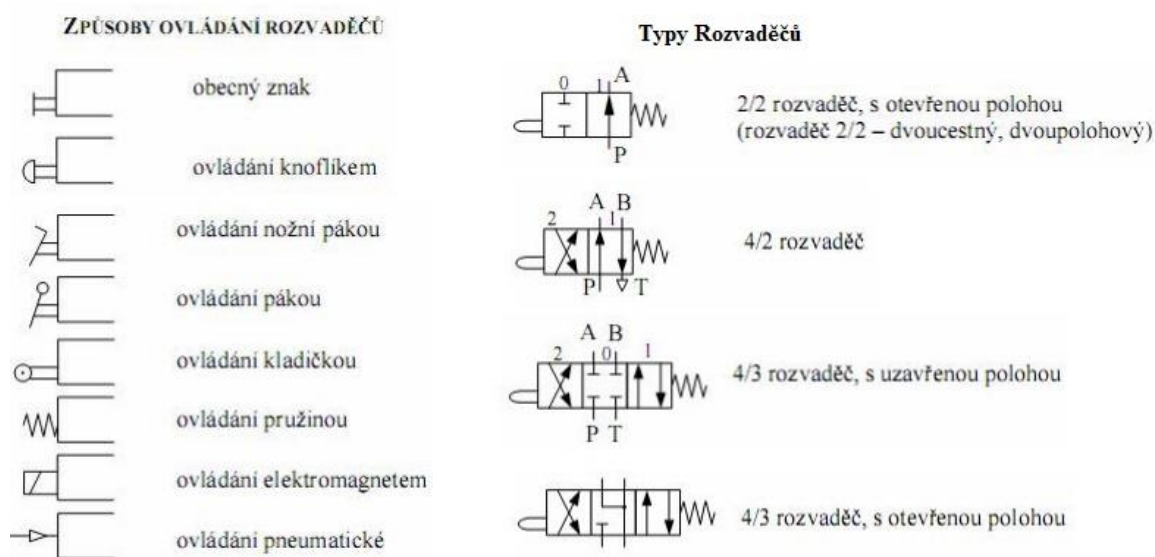
6.3 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OVLÁDÁNÍ SPOJEK

Jak již bylo zmíněno v minulých kapitolách, pro systém ovládání aktivního diferenciálu je zamýšleno použít hydraulické ovládání spojek. Výhodou hydraulického ovládání je snadný rozvod hydraulické kapaliny i na větší vzdálenosti, možnost automatické regulace činnosti nebo snadné pojištění proti přetížení. Největší výhodou se však jeví přenášet obrovské výkony při relativně malých rozměrech. Díky tomu lze při využití hydraulického ovládání lamelových spojek přenášet vysoké točivé momenty. Tento způsob ovládání vyžaduje zdroj tlakového oleje, naše experimentální vozidlo je však olejovým čerpadlem již vybaveno, protože tlakový olej je používán na ovládání ostatních systémů vozidla, jako je např. sklápění korby. Z hlavních nevýhod lze zmínit vysoké požadavky na přesnost výroby jednotlivých komponentů hydraulického ovládání. Přesnost výroby přímo podmiňuje správnou funkčnost těchto mechanismů. Dále je také nutné zajistit vysokou čistotu hydraulické kapaliny a zajistit aby byl hydraulický okruh dobře utěsněn. V případě netěsností a úniku hydraulického oleje by docházelo ke znečištění životního prostředí, protože toto médium se řadí mezi toxické látky. [11]

Každý hydraulický obvod se skládá z několika základních prvků, které mají mezi sebou různé vazby a zajišťují tak správnou funkci celého systému. Hydraulických prvků existuje celá řada. Základem je mít zdroj tlakového oleje, v našem případě se jedná o olejové čerpadlo kterým je již experimentální vozidlo vybaveno. Je otázkou zda by stávající olejové čerpadlo bylo schopné zásobovat tlakovým olejem i systém ovládání lamelových spojek v centrální nosné rouři. V případě že by stávající olejové čerpadlo nevyhovovalo, bylo by nutné jej nahradit jiným čerpadlem o vyšším výkonu. Je samozřejmé, že před čerpadlem tlakového oleje se nachází filtr hydraulické kapaliny. Jeho úkolem je zajistit aby se nečistoty odfiltrovali již tam a nemohli dále



postupovat systémem. Dalším z prvků, kterým by měl být zamýšlený hydraulický okruh vybaven je redukční ventil řadící se mezi proporcionální akční členy. Proporcionální ventily jsou mezičlánkem mezi hydraulickými a elektronickými systémy. Umožňují spojitě regulovat tlak nebo průtok hydraulického systému na základě elektronického řídicího signálu. Redukční ventil zajišťuje nastavení a udržování požadovaného tlaku v celém systému. Je řízen signály z řídicí jednotky, která vyhodnocuje která spojka a jak velkým tlakem má být sepnuta. V případě že řídicí jednotka vyhodnotí, že nemá být aktivována žádná ze dvou spojek, je veškerý tlakový olej přepouštěn zpět do zásobníkového prostoru, odkud je pak znovu nasáván přes filtr do tlakového čerpadla oleje. Pohyb rozvaděče je také řízen řídicí jednotkou a jeho úkolem je přivést tlakový olej na spojku, na kterou je v danou chvíli požadováno. Na Obr. 63 je ukázáno několik typů rozvaděčů a způsobů jejich ovládání. Pro naši aplikaci bude vzhledem k nutnosti rychlé změny aktivace spojek použito ovládání elektromagnetem. Z typů rozvaděčů je typ 2/2 nevhodný, vzhledem k absenci přítoku k ovládání druhé spojky. Typ 4/2 již má přívodní potrubí pro obě spojky, chybí zde však možnost vypnutí obou spojek. Vzhledem k charakteru systému řízeného dělení momentu je jasné že při provozu bude často potřeba mít obě spojky deaktivovány. Jako nejpříhodnější se jeví rozvaděč 4/3 s uzavřenou polohou kdy hydraulický olej který stlačoval lamely spojky, může odtéci přes zpětnou větev do zásobníkového prostoru. [27]

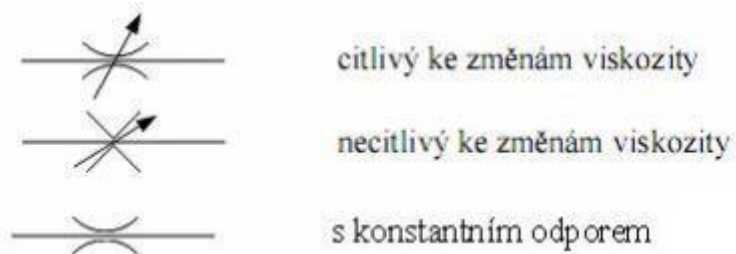


Obr. 63 Způsoby ovládání a typy rozvaděčů [27]

Tento typ rozvaděče má tři základní pozice. První z nich je vedení tlakového oleje do pravé spojky, prostřední pozice uzavírá tok oleje dále ke spojkám a olej je veden přes redukční ventil zpět do zásobníkového prostoru. Třetí pozice přivádí tlakový olej na levou spojku. Posledním prvkem systému jsou spojky, kterými se tato diplomová práce zabývá především. V některých případech je vhodné do hydraulického okruhu umístit tlakový zásobník oleje. Jeho úkolem je udržet vysoký tlak v systému i při dočasném výpadku zdroje tlakového oleje. Volitelným prvkem hydraulického okruhu jsou i škrťací ventily. Škrťací ventil slouží k řízení množství

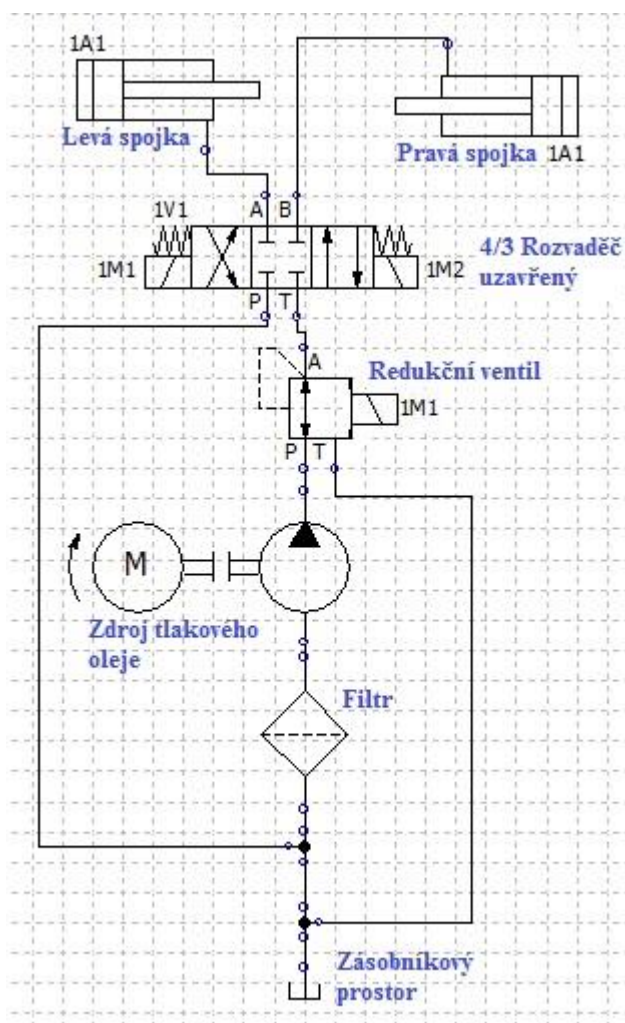


protékající kapaliny (mění odpor proti pohybu). Některé typy jsou zakresleny na Obr. 64. Všechny prvky jsou pospojovány hydraulickým potrubím. To musí splňovat vysoké nároky na přesnost výroby a musí být pevné, aby dokázali odolat tlaku hydraulické kapaliny. [27]



Obr. 64 Typy škrticích ventilů [27]

Na Obr. 65 je schéma hydraulického okruhu zamýšleného systému. Jsou zde zakresleny pouze základní prvky a v případě implementace tohoto systému do vozidla je pravděpodobné, že hydraulický okruh ovládání spojek bude doplněn o další podpůrné prvky. Schéma bylo vytvořeno v programu OMEGON FLUID TECHNOLOGY 2.



Obr. 65 Hydraulické schéma systému



ZÁVĚR

Užití systému řízeného dělení momentu u užitkového nákladního vozidla je i v dnešní době stále málo rozšířenou záležitostí. Oproti osobním vozidlům je nutné vyvinout systém, který by dokázal ovládat vysoké točivé momenty, se kterými nákladní vozidla pracují. Součástí systému je i jeho ovládání, které musí být vhodně dimenzováno. Úkolem této práce bylo zvolit vhodnou koncepci ovládání mechanismu a ověřit pomocí simulací a výpočtů zda zvolená koncepce vyhovuje z hlediska přenosu točivých momentů a tepelné únosnosti. Bylo zvoleno ovládání pomocí dvou lamelových spojek s mokrou skříní. Z důvodu přenosu vysokých točivých momentů byly pro lamely spojek vybrány ty nejdolnější materiály. Ze stejného důvodu byla snaha navrhnout lamely spojek s co největší kontaktní plochou, limitem však byla velikost centrální nosné roury kterou je vozidlo vybaveno a do které je zamýšleno spojky umístit. Spojky jsou ovládány pomocí hydraulického systému a aktivace spojek je řízena řídicí jednotkou, která vyhodnocuje signály ze senzorů na vozidle. Díky informacím z různých senzorů dokáže řídicí jednotka zjistit, v jakém jízdním manévru se vozidlo nachází a určit, zda má být aktivována jedna ze dvou ovládacích spojek. V rámci práce byl vytvořen univerzální multibody model, pro ověřování analytických vztahů. Model byl podroben několika simulacím jízdních manévru, jejichž cílem bylo i zjistit tepelné zatížení spojek. Jízdni manévry, pomocí kterých byla tepelná únosnost spojek kontrolována, byly voleny tak, aby při reálném provozu vozidla docházelo k menšímu zatížení všech komponent systému. Tento model může být dále využit při návrhu systému například vložení přesnějších průběhů momentů nebo úhlových rychlostí získaných ze simulací celého vozidla. Model je možné dále rozšířit o další prvky a je možné jej jednoduše modifikovat. Výstupy tohoto modelu lze využít pro vývoj dalších subsystémů vozidla.

Při ověřování tepelné únosnosti spojek bylo zjištěno, že množství tepla generované spojkou při daném jízdním manévru je menší než maximální přípustné množství tepla. Systém by tedy s největší pravděpodobností byl schopen fungovat bez chlazení avšak pro zajištění spolehlivé funkce systému by bylo vhodné chlazení spojek navrhnout. Při častějším spínání spojek, jejich aktivaci v nízkých rychlostech nebo při používání vozidla v horkých klimatických podmínkách by bez použití chlazení mohlo docházet k přehřívání systému. V rámci práce byl vytvořen i 3D model systému v programu PTC Creo Parametric. Důležitým vývojovým krokem pro využití systému je návrh vhodného algoritmu ovládání spojek. Algoritmus musí být schopen rozpoznat jízdni manévry a včas a vhodně zasáhnout aby byla efektivita navrženého systému maximální. Systém řízeného dělení momentu je velkým přínosem zejména s ohledem na dynamiku a ovladatelnost vozidla. Při použití tohoto systému ve vozidle je zaručena vyšší efektivita přenosu výkonu a hnací síly na vozovku. Důsledkem toho je úspora paliva a nižší opotřebení pneumatik a brzdových obložení, čímž se zvyšuje konkurenceschopnost vozidla.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ACHTENOVÁ, G., TŮMA, V. Vozidla s pohonem všech kol: 4x4. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 155 s. ISBN 978-80-7300-236-7.
- [2] AMPA/AUTO 01-Nan Hoang Traffic Instrument Co. Taipei AMPA: Autotronics Taipei [online]. [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: http://www.taipeiampa.com.tw/en_US/industry/news/info.html?id=199CA0946AF1F8F
- [3] AVIA. A 30 dílenská příručka - spojka, převodovka, spojovací hřídel. 1. vyd. Praha: Avia n.p. Letňany, 1975, 35 s.
- [4] Centrifugal clutch. *Wikipedia* [online]. [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Centrifugal_clutch
- [5] ČECH, Jiří. Převodná ústrojí - I. část. *Mondeo.fordclubs.org* [online]. 2004 [cit. 2016-04-22]. Dostupné z: <http://mondeo.fordclubs.org/clanky/cech/prevod1.htm>
- [6] Fluid Coupling Operation - F.T.I. Pty Ltd. Youtube [online]. [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=xfAMBGMpH1o>
- [7] FOJTÁŠEK, J. Studie využití diferenciálu s řízeným dělením momentu pro těžká užíková vozidla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 98 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [8] FRÖMMIG, L., HENZE, R., KÜÇÜKAY, F.. Systematic analysis of lateral and longitudinal distributing drive train systems. *ATZ*. roč. 2011, č. 10, s. 52-57.
- [9] GILLESPIE, T. D.: *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 1-56091-199-9.
- [10] *Gizmag* [online]. 2007 [cit. 2016-04-26]. Dostupné z: <http://www.gizmag.com/go/7426>
- [11] HOLUBEC, M. *Spojka pomocného pohonu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 64 s. Vedoucí diplomové práce Doc. Ing. Zdeněk Kaplan, Csc.
- [12] Hydraulické spojky: Konstrukce a princip spojky. *ELUC* [online]. [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1474>
- [13] Hydraulický ovládací systém spojky CMC-CRC/CSC: Proč byl zaveden hydraulický ovládací systém. Valeo: Technical bulletin [online]. 2011, 3 [cit. 2016-04-08].
- [14] Interní data firmy: Federal-Mogul Friction Products a.s. 2015 [cit. 2016-04-16].
- [15] KAPLAN, Zdeněk. *Převodná ústrojí* [online]. [cit. 2016-04-30]. Studijní opory. Dostupný z: http://drogo.fme.vutbr.cz/opory/html/motory_a_pohony/pdf/02%20Spojky.pdf



- [16] KOZÁK, Ferdinand. *Převody automobilu*. Státní pedagogické nakladatelství. První vydání, Praha, 1952.
- [17] LOBODZIŃSKI, Marcin. Torque Vectoring – więcej niż ESP. *Autokult* [online]. [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: <http://autokult.pl/24070,torque-vectoring-wiecej-niz-esp>
- [18] MAŠEK, Antonín; Němec, Adolf. *Spojky*. SNTL, První vydání, Praha, 1963.
- [19] MEIBNER, Ch., TENBERGE, P. New concepts of active yaw control for electric and hybrid vehicles. In: *International Conference on Mechanical Engineering and Mechanics*. Beijing - China, 2009, s. 6.
- [20] MEISSNER, T., PINSCHMIDT, U., SCHWARZ, R., MARTIN, F. Audi A6 vehicle dynamics: Sport differential for four-wheel drive. *ATZ Extra*. 01/2011, s. 100-104.
- [21] Minimoto Centrifugal Clutch. *AliExpres* [online]. [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: <http://www.aliexpress.com/item/47cc-49cc-Minimoto-Centrifugal-Clutch-Mini-Moto-Dirt-Bike-Atv-Quad-3-Shoe-Spring/32421077524.html?spm=2114.40010208.4.123.nDusli>
- [22] MIURA, Takami, Yuichi USHIRODA, Kaoru SAWASE, Naoki TAKAHASHI a Kazufumi HAYASHIKAWA. Development of Integrated Vehicle Dynamics Control System 'S-AWC'. *Mitsubishi Motors Technical Review* [online]. **2008**(20) [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: http://www.evoscan.com/manuals/EvoX/EvoX%20Technical%20Perspective%20Review/20e_04.pdf
- [23] NISHANT, Kumar. Mechanical rocks: Electromagnetic clutches. *Mechanical rocks* [online]. [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: <http://merooock.blogspot.cz/2013/02/electromagnetic-clutches.html>
- [24] *Ortlinghaus: Brakes* [online]. [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: <http://www.ortlinghaus.com/english/products/brakes/brakes.html>
- [25] *Ortlinghaus: Plates* [online]. [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: <http://www.ortlinghaus.com/english/products/plates/plates.html>
- [26] *Pcar* [online]. 2012 [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://www.pcar.cz/cz/novinka?182-aktivni-zadni-diferencial-podporuje-jizdni-dynamiku>
- [27] PLACATA, Jiří. *Kreslení hydraulických schémat* [online]. , 17 [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: https://www.spskladno.cz/stahuj_dumy.php?id=2050
- [28] Podklady dostupné online na <http://www.tatra.cz> a materiály poskytnuté firmou Tatra a.s.
- [29] Podklady společnosti Ortlinghaus dostupné online na <http://www.tromamach.cz/produkty/spojky-brzdy-a-lamely/>



- [30] *PSP pohony a.s.: Elektromagnetická lamelová spojka ELS* [online]. [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: <http://www.pohony.cz/cs/spojky/katalog/elektromagneticke-lamelove-spojky-7/elektromagneticka-lamelova-spojka-els-8>
- [31] REIMPELL, J.: *The Automotive Chassis*. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. ISBN 0 7506 5054 0.
- [32] ROLLINGER, Mirek. *Technika motocyklu - 11. část - spojka. Motorkáři* [online]. [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: <http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/technika-motocyklu-11.-cast-spojka-3524.html>
- [33] rPerformance Clutch. *Howrah Engine Tuning* [online]. [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: <http://www.howrah.org/clutch.html>
- [34] SAWASE, K., USHIRODA, Y., MIURA, T. Left right torque vectoring technology as the core of super all wheel control (S-AWC). *Mitsubishi Motors Technical Review*. 18/2006.
- [35] SHIVAKRISHNA. Working of multiplate clutch. *Learn Something New Every Day* [online]. [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: <http://www.2learnsomething.com/automobile/clutch/working-of-the-multi-plate-clutch/>
- [36] Spojková lamela SACHS SA 1862393031 - VW. *Autodily CarDo* [online]. [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: <http://www.autodily-cardo.cz/spojka/spojkova-lamela-sachs-sa-1862393031/>
- [37] ŠKODA techweb, Převodná ústrojí 1, [online]. 2004 [cit 2016-05-01]. Dostupný z <http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=435>
- [38] ŠKODA Techweb. Spojka talířová [online]. 1999 [cit 2016-04-26]. Dostupný z: <http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=56>
- [39] ŠTENGL, Michal. Tatra 158 Phoenix – Evoluce, ale též revoluce. *Automobil* [online]. [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: http://www.automobilrevue.cz/rubriky/truck-bus/predstavujeme/tatra-158-phoenix-evoluce-ale-tez-revoluce_40556.html
- [40] Tatra Trucks a. s. – Na vzestupu!. *Automobil* [online]. [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: http://www.automobilrevue.cz/rubriky/automobily/predstavujeme/tatra-trucks-a-s-na-vzestupu_43449.html
- [41] Torque Vectoring Technology. *Torque Vectoring Technology* [online]. [cit. 2016-04-08]. Dostupné z: <http://torque-vectoring.belisso.com/>
- [42] *Vehicle dynamics: Annual Showcase 2016* [online]. 2016, 2016 [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: <http://viewer.zmags.com/publication/4f4aea28#/4f4aea28/1>
- [43] VLK, F. *Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky, převodovky, rozvodovky, diferenciály, hnací hřídele, klouby*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 312 s. ISBN 80-238-5275-2



- [44] WANG, Q Jane. Encyclopedia of tribology. New York: Springer, 2013. ISBN 9780387928982.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

d	[m]	Délka testovací dráhy
d_l	[m]	Délka testovací dráhy pro levé kolo
F_t	[N]	Třecí síla
i	[-]	Nutný počet třecích ploch pro jednu spojku
i_{10}	[-]	Převodový poměr převodovky ZF pro 10. rychlostní stupeň
i_{11}	[-]	Převodový poměr převodovky ZF pro 11. rychlostní stupeň
i_{12}	[-]	Převodový poměr převodovky ZF pro 12. rychlostní stupeň
i_{cl}	[-]	Převodový poměr na třístupňovém pastorku při sepnuté levé spojce
i_{cr}	[-]	Převodový poměr na třístupňovém pastorku při sepnuté pravé spojce
i_d	[-]	Celkový počet lamel pro jednu spojku
i_{din}	[-]	Zvolený počet vnitřních lamel pro jednu spojku
i_{dout}	[-]	Zvolený počet vnějších lamel pro jednu spojku
i_{pmax}	[-]	Maximální převodový poměr převodovky ZF
i_{pmin}	[-]	Minimální převodový poměr převodovky ZF
i_{pr}	[-]	Převodový poměr přídavku Tatra
i_{roz}	[-]	Převodový poměr rozvodovky
i_x	[-]	Převodový poměr převodovky při daném rychlostním stupni
L_c	[mm]	Výsledná délka spojkového mechanismu
l_c	[mm]	Využitelná délka centrální nosné roury
M_{cl1}	[N·m]	Rozdíl momentu na vstupu a výstupu spojky při prvním manévru
M_{cl2}	[N·m]	Rozdíl momentu na vstupu a výstupu spojky při druhém manévru
M_{d1}	[N·m]	Točivý moment na kleci diferenciálu při prvním manévru
M_{d2}	[N·m]	Točivý moment na kleci diferenciálu při druhém manévru
M_{l1}	[N·m]	Točivý moment na levém kole při prvním manévru
M_{l2}	[N·m]	Točivý moment na levém kole při druhém manévru
M_m	[N·m]	Maximální točivý moment motoru
M_{r1}	[N·m]	Točivý moment na pravém kole při prvním manévru
M_{r2}	[N·m]	Točivý moment na pravém kole při druhém manévru
M_t	[N·m]	Maximální točivý moment, který musí spojka přenést
M_{vyst1}	[N·m]	Točivý moment na hřídeli vedoucí k levé poloose pro první manévru
M_{vyst2}	[N·m]	Točivý moment na hřídeli vedoucí k levé poloose pro druhý manévru
M_{vyst1}	[N·m]	Točivý moment na hřídeli vedoucí k pravé poloose pro první manévru



$M_{\text{vystr}2}$	[N·m]	Točivý moment na hřídeli vedoucí k pravé poloose pro druhý manévr
n_{m10}	[min ⁻¹]	Otáčky motoru při zařazeném 10. rychlostním stupni
n_{m11}	[min ⁻¹]	Otáčky motoru při zařazeném 11. rychlostním stupni
n_{m12}	[min ⁻¹]	Otáčky motoru při zařazeném 12. rychlostním stupni
n_{max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky motoru
$n_{M\text{max}}$	[min ⁻¹]	Otáčky motoru při nejvyšším točivém momentu
n_{scmax}	[s ⁻¹]	Maximální otáčky spojkové lamely
P	[kW]	Maximální výkon motoru
p_{max}	[MPa]	Maximální ovládací tlak
Q_1	[J]	Množství vyprodukovaného tepla při prvním manévru
Q_2	[J]	Množství vyprodukovaného tepla při druhém manévru
Q_{dov}	[J]	Maximální přípustné množství tepla
q_{perm}	[J·mm ⁻²]	Měrná tepelná zatížitelnost
r_1	[mm]	Vnější poloměr třecích ploch lamel
r_2	[mm]	Vnitřní poloměr třecích ploch lamel
r_{ci}	[mm]	Poloměr hřídele procházející nosnou rourou
r_{co}	[mm]	Vnitřní poloměr centrální nosné roury
r_{d}	[m]	Dynamický poloměr pneumatiky
R_{m}	[m]	Poloměr zatačky při manévru
R_{ml}	[m]	Poloměr zatačky při manévru pro levé kolo
r_{s}	[mm]	Účinný poloměr spojky
S_{c}	[mm ²]	Celkový obsah kontaktních ploch
S_1	[mm ²]	Obsah jedné třecí plochy
t_1	[s]	Čas, po který první manévr probíhá
t_2	[s]	Čas, po který druhý manévr probíhá
t_{in}	[mm]	Šířka jedné vnitřní lamely
t_{out}	[mm]	Šířka jedné vnější lamely
t_{r}	[mm]	Rozchod zadních kol
v_1	[km·hod ⁻¹]	Rychlost střední části vozidla při prvním manévru
v_2	[km·hod ⁻¹]	Rychlost střední části vozidla při druhém manévru
v_{11}	[km·hod ⁻¹]	Rychlost levého kola při prvním manévru
v_{12}	[km·hod ⁻¹]	Rychlost levého kola při druhém manévru
v_{lm}	[mm]	Vůle mezi lamelami



v_s	$[m \cdot s^{-1}]$	Maximální skluzová rychlost lamely
μ_d	[-]	Dynamický koeficient tření
μ_{max}	[-]	Max. součinitel tření mezi kolem a vozovkou
ω_{d1}	$[rad \cdot s^{-1}]$	Úhlová rychlost klece diferenciálu při prvním manévru
ω_{d2}	$[rad \cdot s^{-1}]$	Úhlová rychlost klece diferenciálu při druhém manévru
ω_{l1}	$[rad \cdot s^{-1}]$	Úhlová rychlost levého kola vozidla při prvním manévru
ω_{l2}	$[rad \cdot s^{-1}]$	Úhlová rychlost levého kola vozidla při druhém manévru
ω_{vst1}	$[rad \cdot s^{-1}]$	Úhlová rychlost hřídele vedoucí na vstup levé spojky pro první manévr
ω_{vst2}	$[rad \cdot s^{-1}]$	Úhlová rychlost hřídele vedoucí na vstup levé spojky pro druhý manévr
ω_{vyst1}	$[rad \cdot s^{-1}]$	Úhlová rychlost hřídele vedoucí k levé poloose pro první manévr
ω_{vyst2}	$[rad \cdot s^{-1}]$	Úhlová rychlost hřídele vedoucí k levé poloose pro druhý manévr
$\omega_{\delta 1}$	$[rad \cdot s^{-1}]$	Rozdíl úhlových rychlostí hřídelí spojených se spojkou pro první manévr
$\omega_{\delta 2}$	$[rad \cdot s^{-1}]$	Rozdíl úhlových rychlostí hřídelí spojených se spojkou pro druhý manévr
ω_{o1}	$[rad \cdot s^{-1}]$	Průměr úhlové rychlosti obou kol při prvním manévru
ω_{o2}	$[rad \cdot s^{-1}]$	Průměr úhlové rychlosti obou kol při druhém manévru