



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

AUTOMATICKÁ UZÁVĚRKA DIFERENCIÁLU

AUTOMATIC LOCKING DIFFERENTIAL

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. ANNA KIMLOVÁ

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

ING. ONDŘEJ BLAŽÁK, PH.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Anna Kimlová

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Automatická uzávěrka diferenciálu

v anglickém jazyce:

Automatic Locking Differential

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V programovém prostředí Matlab Simulink sestavte algoritmus ovládání automatické uzávěrky diferenciálu vhodné pro zemědělské traktory.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte rešerši v současnosti používaných systémů uzávěrky diferenciálu včetně algoritmů jejich řízení - nákladní vozidla, traktory.
2. Sestavte algoritmus řízení automatické uzávěrky diferenciálu pro zemědělský traktor, uvažte i případ, kdy je vozidlo vybaveno měřením rychlosti prostřednictvím GPS.
3. Sestavte jednoduchý model hnacího ústrojí traktoru tak, aby mohla být ověřena funkčnost navrženého algoritmu řízení uzávěrky diferenciálu.
4. Navrhněte další postup pro reálné využití navrženého algoritmu pro řízení uzávěrky diferenciálu traktoru - potřebné snímače, implementace algoritmu do skutečné řídicí jednotky atd.

Seznam odborné literatury:

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas.: Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassiss. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 17.11.2014



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan



ABSTRAKT

Práce je rozdělena do dvou částí. První část je rešerší o rozvodových částech traktoru. Dále popisuje modelování v programu MATLAB, Simulink a Stateflow.

Druhá je věnována vytvoření algoritmu automatické uzávěrky diferenciálu a připojení předního pohonu a jeho otestování na modelu traktoru. Dále se zde řeší postup implementace algoritmu do řídicí jednotky.

KLÍČOVÁ SLOVA

diferenciál, automatická uzávěrka diferenciálu, přední pohon, automatizace, Stateflow

ABSTRACT

This thesis consists of two parts. The first one contains a research about different kinds of divorces in tractors. There is also a description of a modelling in MATLAB, Simulink and Stateflow programs.

The second part focuses on designing an algorithm of an automatic locking differential and connection front-wheel drive and its testing on a model of tractor. Furthermore the thesis solves an implementation process of the algorithm into the control unit.

KEYWORDS

differential, automatic locking differential, front-wheel drive, automation, Stateflow



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KIMLOVÁ, A. *Automatická uzávěrka diferenciálu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 71 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blat'ák Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracovala jsem ji samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Blatáka Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Anna Kimlová



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Ondřeji Blatákovu Ph.D. za odborné vedení a věcné připomínky při tvorbě této práce.



OBSAH

Úvod	10
1 Rozvodovka a pohon náprav	11
1.1 Jednoduchý stálý převod	11
1.2 Dvojnásobný stálý převod	13
2 Diferenciál	14
2.1 Účel diferenciálu	14
2.2 Princip činnosti	16
2.3 Otevřené diferenciály	17
2.3.1 Kuželový diferenciál	17
2.3.2 Čelní diferenciál	18
2.4 Samosvorné diferenciály	19
2.4.1 Diferenciál s třecí spojkou	21
3 Uzávěrka diferenciálu	23
3.1 Princip činnosti	24
4 Pohon přední nápravy	25
4.1 Pohon přední nápravy u traktoru	26
4.1.1 Lamelová spojka	27
5 Automaticky ovládaná zařízení u traktorů	29
5.1 TerraLock, New Holland	29
5.2 ASM, Deutz-Fahr	30
5.2.1 Příklady z provozu	30
5.3 Snímače pro ovládání	31
5.3.1 Snímač polohy	31
5.3.2 Snímač skutečné rychlosti	32
5.3.3 Snímač síly	32
6 MATLAB	33
6.1 Uživatelské rozhraní	34
6.2 Simulink	35
6.2.1 Uživatelské rozhraní Simulinku	35
6.3 Stateflow	36
7 Algoritmus připojení uzávěrky diferenciálu	38
7.1 Manuální režim	39
7.2 Automatický režim	39
7.2.1 Prokluz	40
7.2.2 Rychlost	40



7.2.3	Brzdy	40
7.2.4	Třibodový závěs	41
7.2.5	Úhel řízení	42
7.3	Funkce v automatickém režimu	43
7.3.1	Vlečné zařízení	43
7.3.2	Tažné zařízení	44
8	Algoritmus připojení předního pohonu	46
8.1	Manuální režim	47
8.2	Automatický režim	47
8.2.1	Prokluz kol	48
8.2.2	Úhel řízení	49
8.2.3	Třibodový závěs	49
8.2.4	Poloha brzd	50
8.3	Funkce v automatickém režimu	51
8.3.1	Vlečné zařízení	51
8.3.2	Tažné zařízení	52
9	Připojení k modelu traktoru	54
9.1	Model traktoru	55
9.1.1	Modely pneumatik	55
9.1.2	Motor a hnací ústrojí	56
9.1.3	Karoserie vozidla	57
9.2	Implementace algoritmu k modelu traktoru	58
9.2.1	Převedení výstupního signálu	58
9.2.2	Signály z modelu traktoru	58
9.2.3	Úhel řízení a poloha závěsu	59
9.3	Simulace	60
9.3.1	Grafy ze simulace	60
10	Implementace algoritmu	62
10.1	Implementace do Arduina	62
10.2	Implementace do řídicí jednotky	63
	Závěr	64
	Seznam použitých zkratk a symbolů	67
	Seznam příloh	69



ÚVOD

Automatizace jako důsledek modernizace je významný prostředek pro zjednodušení a zdokonalení mnoha oblastí lidské činnosti. Není proto divu, že má své významné postavení i v oblasti automobilního průmyslu. Automatizace usnadňují činnost řidiče a často jeho práci zcela nahrazují, příkladem jsou automatické převodovky.

U traktorů vede automatizace nejen ke zvýšení komfortu, jejich ovládání zahrnuje více úkonů než ovládání automobilu, ale souvisí i se snížením spotřeby paliva. Díky automatizovaným uzlům se dá předcházet nevhodnému ovládání traktoru a tím zvýšené spotřebě paliva.

Automatizace převodových zařízení se začala u traktorů projevovat u často opakovaných úkonů, později automatizace zasáhla i do řazení převodových stupňů.

Proces automatizace u traktorů (vozidel) mají pod kontrolou řídicí jednotky, které dle algoritmu, který je v nich nahrán, a dle vstupních dat (např.: jezdová rychlost) vyhodnocují nastavení.

Diplomová práce pojednává o automatické uzávěrce diferenciálu pro užití na traktoru. Část práce je věnována teoretické rešerši o rozvodových částech vozidel, respektive traktorů, a možnostech jejich automatizace. V druhé části se věnuje vytvoření matematického algoritmu řízení uzávěrek diferenciálů a předního pohonu pro traktor. Algoritmus ovládání je vytvořen v programu MATLAB Stateflow. Pro ověření algoritmu je v další části práce vytvořen model traktoru a algoritmus je k němu připojen. Model traktoru je vytvořen v programu MATLAB Simulink. Závěr práce je věnován problematice následné implementace vytvořeného algoritmu do příslušné reálné řídicí jednotky.



1 ROZVODOVKA A POHON NÁPRAV

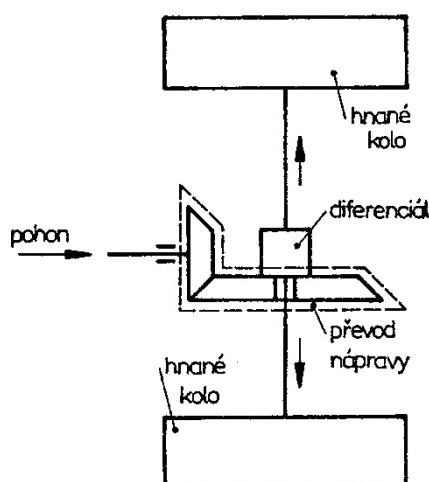
Rozvodovka je převodové ústrojí složené ze stálého převodu hnací nápravy a diferenciálu. Podle typu nápravy je umístěna samostatně na rámu nebo samonosné karoserii – nezávislé zavěšení, nebo je součástí mostu hnací nápravy – tuhá náprava.

Stálý převod má za účel trvale zvětšit přiváděný moment z převodovky, rozvést ho na hnací kola vozidla, snížit otáčky a snížit zatížení předešlých převodových ústrojí.

Diferenciál v rozvodovce zajišťuje vyrovnaní nestejných otáček kol a rozdělení přiváděného točivého momentu na obě hnací kola.

V případě, že vozidlo má poháněno více náprav, musí být mezi převodovkou a rozvodovkou umístěna rozdělovací převodovka, ta rozděluje hnací výkon na nápravy.

Převodový poměr stálého převodu se u osobních automobilů pohybuje mezi 3,5 až 4, u traktorů 3,5 až 5,5, u nákladních automobilů bývá převodový poměr větší než 6. [1, 2]



Obr. 1.1 Schematické znázornění pohonu nápravy[1]

1.1 JEDNODUCHÝ STÁLÝ PŘEVOD

Jednoduchý stálý převod je tvořen jedním párem převodových kol, který je společný pro obě hnací hřídele kol. Při tomto uspořádání je diferenciál za stálým převodem.

Pastorek stálého převodu je spojen s koncem hnací kloubové hřídele a pohání kolo talířové. To je spojeno s klecí diferenciálu. Diferenciálem jsou otáčky a hnací moment rozdělovány satelity dál na jednotlivá kola.

Nejčastěji se pro konstrukci používá kuželové soukolí různého provedení. [1, 2]



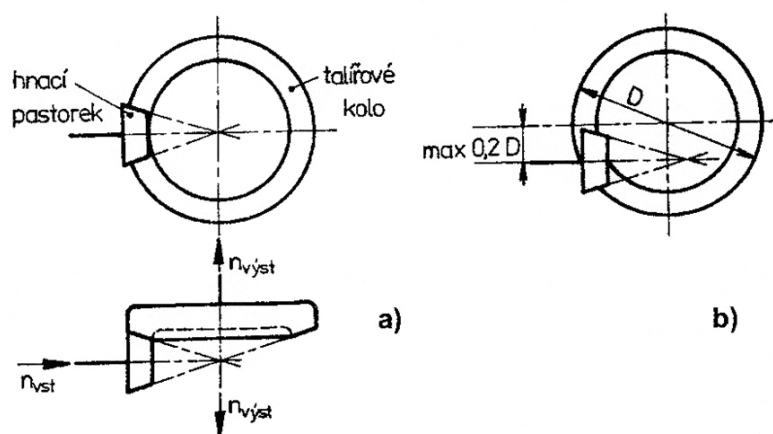
PŘÍMÉ ZUBY

Přímé zuby jsou vhodné pro nízké otáčky (nižší než 1000), citlivé na výrobní a montážní nepřesnosti, malé axiální síly v ozubení. Používají se především pro kuželové diferenciály.

ZAKŘÍVENÉ ZUBY

Zakřivené zuby jsou méně citlivé na nepřesnosti výroby a montáže a deformaci vlivem zatížení. Jsou méně hlučné a mají vysokou únosnost, umožňují dosažení většího převodového poměru. V zakřivených zubech vznikají větší axiální síly.

Pro podélnou křivku zubů se používá kružnice (typ Gleason), evolventa (typ Klingelberg) nebo prodloužená epicykloida (typ Spiromatic). [1, 2]



Obr. 1.2 Druhy kuželových soukolí používaných pro rozvodovky:
a) zakřivené zuby, b) hypoidní soukolí [1]

HYPOIDNÍ SOUKOLÍ

Hypoidní soukolí mají pastorek vyosený proti talířovému kolu, osa pastorku je pod osou kola. Takto položený pastorek snižuje polohu kloubové hřídele.

Tímto uspořádáním se zvětší měrná únosnost, je tedy výhodné pro větší zatížení. Protože v tomto soukolí vzniká podélný skluz (nutný speciální mazací olej odolný na stlačení), vyznačuje se hypoidní uspořádání tišším chodem. Soukolí není tolik citlivé na seřízení správného záběru obou kol.

Pro osobní automobily se používá běžně soukolí hypoidní. Pro automobily nákladní se používá soukolí hypoidní nebo ozubení zakřivené. [1]



1.2 DVOJNÁSOBNÝ STÁLÝ PŘEVOD

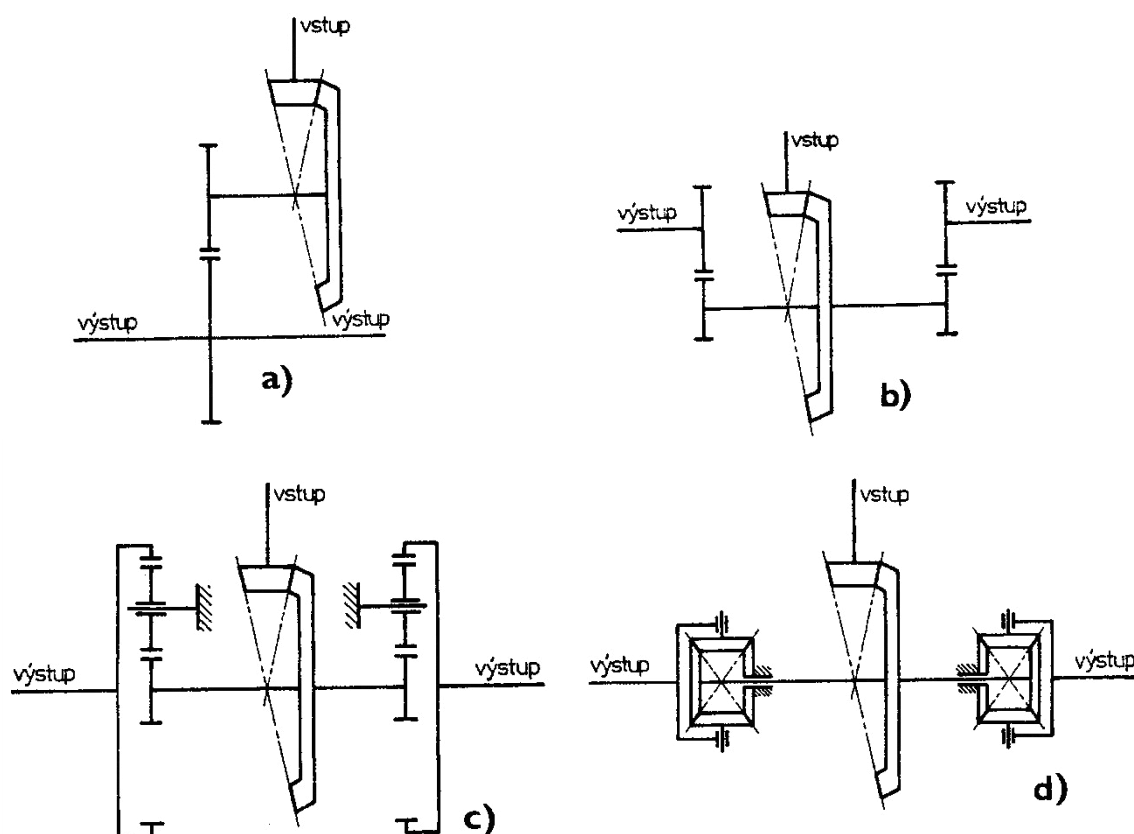
Toto uspořádání stálého převodu je tvořeno dvěma převody za sebou. Celkový převod je tvořen dílčími převodovými poměry.

Zmíněné uspořádání je typické pro těžké nákladní automobily, které potřebují velký převodový poměr, pro nějž by rozvodovka s jedním kuželovým soukolím nestačila.

Dle uspořádání se dvojnásobný stálý převod dále člení na:

- dvojnásobný sloučený převod (dvoustupňovou převodovku)
- dvojnásobný vnější převod pastorkový
- dvojnásobný vnější planetový převod
- dvojnásobný vnější převod hnací nápravy s kuželovými diferenciály

[1]



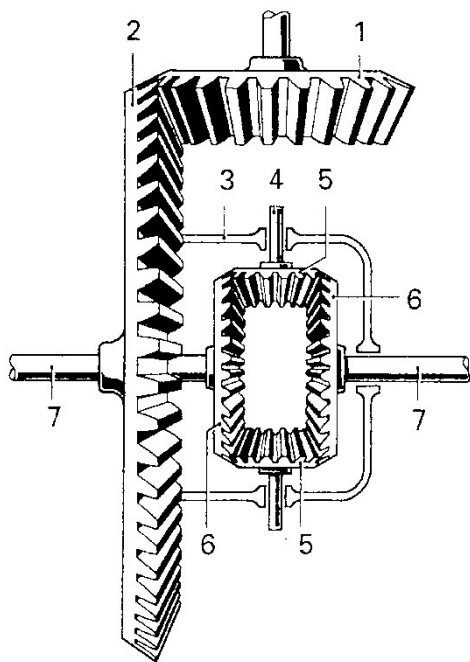
Obr. 1.3 Dvoustupňové převody hnacích náprav:

a) dvojnásobný sloučený, b) dvojnásobný vnější pastorkový, c) dvojnásobný vnější planetový, d) dvojnásobný vnější s kuželovými diferenciály [1]



2 DIFERENCIÁL

Diferenciál je převodové ústrojí, které rozděluje točivý moment na obě kola a umožňuje přitom jejich rozdílné otáčky. Jeho použití u automobilů umožňuje různé rychlosti vnějšího a vnitřního kola hnané nápravy při průjezdu zatáčkou. Pracuje na principu planetového převodu. [3]



- 1- pastorek
- 2- talířové kolo
- 3- klec diferenciálu
- 4- čep satelitů
- 5- kuželové satelity
- 6- kuželové planety
- 7- hnací hřídele kol vozidla

Obr. 2.1 Kuželové soukolí s hypoidním ozubením a diferenciál s kuželovými koly [4]

2.1 ÚČEL DIFERENCIÁLU

Jestliže kola poháněná nápravy mají stejný průměr a jsou upevněna na společné hnací hřídeli, mají za jízdy v přímém směru stejné otáčky a odvalují se po vozovce. Ve chvíli, kdy automobil zatáčí, je dráha vnitřního kola kratší než dráha kola vnějšího. Z tohoto důvodu by se vnitřní kolo mělo odvalovat nižšími otáčkami než kolo na straně vnější. Jelikož jsou však obě kola pevně spojena, tedy aby mohla opsat různé dráhy, dochází k prokluzu jednoho nebo obou kol. Vlivem odstředivé síly většinou prokluzuje kolo vnitřní, které je odlehčeno. Rozdílné otáčky pravého a levého kola hnací nápravy mohou nastat také při jízdě v přímém směru po nerovné vozovce, rozdílném zatížení kol nebo při nestejném nahuštění pneumatik.

Prokluzováním a smýkáním se nadměrně opotřebovávají pneumatiky a znesnadňuje řízení, protože hnací kola udržují vozidlo v přímém směru, zvyšuje se jeho přetáčivost (u aut se zadním pohonem) a roste ztrátový výkon o část vynaloženou na práci při prokluzování a smýkání pneumatik, což vede ke zvýšené spotřebě paliva.

Diferenciál (diferenciální soukolí) vyrovnává rozdíly v otáčkách kol vzniklé vlivem nestejných drah při jízdě.



Funkcí diferenciálu je rovnoměrné rozdělení točivého momentu na obě hnací kola i v případě jejich nestejných otáček. Velikost hnacích momentů přenášených koly na vozovku závisí na přilnavosti pneumatik.

Pro jízdu v přímém směru platí (levé kolo značí index l , pravé kolo index p) [1]:

$$\omega_l = \omega_p; \quad n_l = n_p, \quad (1)$$

kde $\omega [s^{-1}]$ značí úhlovou rychlost a $n [min^{-1}]$ otáčky.

Točivý moment $M_t [Nm]$, který je přiváděn na skříň otevřeného diferenciálu, je na hnací hřídele přenášen rovnoměrně [1]:

$$M_l = M_p = \frac{M_t}{2}; \quad M_l + M_p = M_t. \quad (2)$$

$M_l [Nm]$ je točivý moment na levém kole, $M_p [Nm]$ točivý moment na kole pravém.

Ve chvíli, kdy automobil zatáčí, je dráha, po které se pohybuje vnitřní kolo kratší než dráha kola vnějšího.

Pokud podle obr. 2.2 je $R [m]$ poloměr, který opisuje střed nápravy, $v_t [ms^{-1}]$ jeho rychlost, $a [m]$ je rozchod kol a $r_{dyn} [m]$ je dynamický poloměr kol, pak obvodové ($v [ms^{-1}]$) a úhlové rychlosti kol (ω) jsou [1]:

$$\frac{v_l}{v_t} = \frac{R - \frac{a}{2}}{R}; \quad \frac{v_p}{v_t} = \frac{R + \frac{a}{2}}{R}, \quad (3)$$

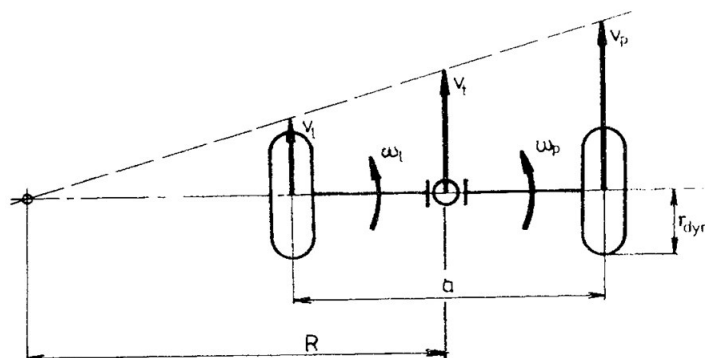
$$\omega_l = \frac{v_l}{r_{dyn}} = v_t \cdot \frac{R - \frac{a}{2}}{r_{dyn} \cdot R}, \quad (4)$$

$$\omega_p = \frac{v_p}{r_{dyn}} = v_t \cdot \frac{R + \frac{a}{2}}{r_{dyn} \cdot R}. \quad (5)$$

Úhlová rychlost skříně diferenciálu $\omega_t [s^{-1}]$, která je uprostřed nápravy, je pak [1]:

$$\omega_t = \frac{\omega_l + \omega_p}{2} = \frac{v_t}{R}. \quad (6)$$

[3]



Obr. 2.2 Činnost diferenciálu při zatáčení automobilu [1]

2.2 PRINCIP ČINNOSTI

Vyrovnání rozdílů otáček se děje tak, že klec diferenciálu se otáčí stále stejnými otáčkami, zatím co kola vozidla se otáčejí otáčkami různými. To se v podstatě provádí natáčením planetových kol navzájem.

Točí-li se hnací mechanismus nápravy vpřed, pak je jedno planetové kolo zpoždováno přidavným otáčením zpět a druhé zrychlováno přidavným otáčením vpřed. Planetová kola se tedy otáčejí proti sobě. Oba přidavné chody dopředu a zpět vzájemně váže satelit, tím je docíleno toho, že pohyby jsou stejné a mají jen opačný smysl. Tak se dosáhne toho, aby se v zatáčce zároveň jedno kolo zpožďovalo a druhé urychlovalo, a to úměrně daným délkám drah bez nežádoucího smýkání a prokluzu. [3]



Obr. 2.3 Vnitřní konstrukce kuželového diferenciálu s podélně uloženým motorem – Škoda 1000MB-130 [17]



2.3 OTEVŘENÉ DIFERENCIÁLY

Otevřené diferenciály jsou nejrozšířenějším typem. U těchto diferenciálů je velké nebezpečí prokluzu, proto jsou hlavně terénní auta vybavena uzávěrkou diferenciálu.

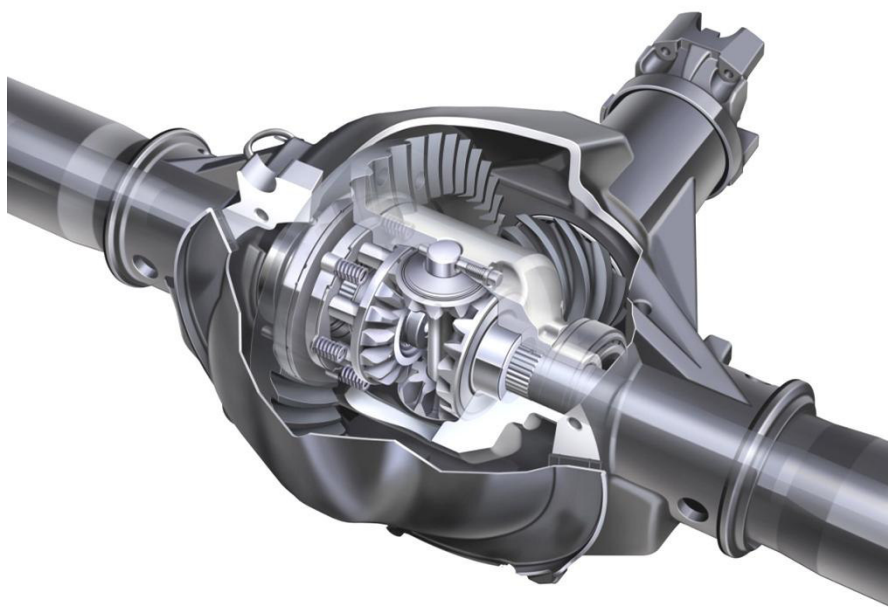
2.3.1 KUŽELOVÝ DIFERENCIÁL

Kuželový diferenciál je nejčastější typ otevřeného diferenciálu. Jeho konstrukce často slouží jako základ dalších typů diferenciálů.

KONSTRUKCE KUŽELOVÉHO DIFERENCIÁLU

Ke kleci diferenciálu je připevněno talířové kolo, které je v záběru s kuželovým hnacím pastorkem stálého převodu. S klecí je pevně spojen čep, na kterém jsou otočně uložena kuželová ozubená kola s přímým ozubením, tzv. satelity. Tyto satelity zabírají s levým i pravým planetovým kolem. Každé kolo je spojeno s hnací hřídelí, buď pomocí výkyvného kloubu (typické pro výkyvné hnací nápravy), nebo drážkováním (tuhé hnací nápravy).

Celá skříň je naplněna převodovým mazacím olejem. [3]



Obr. 2.4 Kuželový diferenciál - tuhá náprava [6]



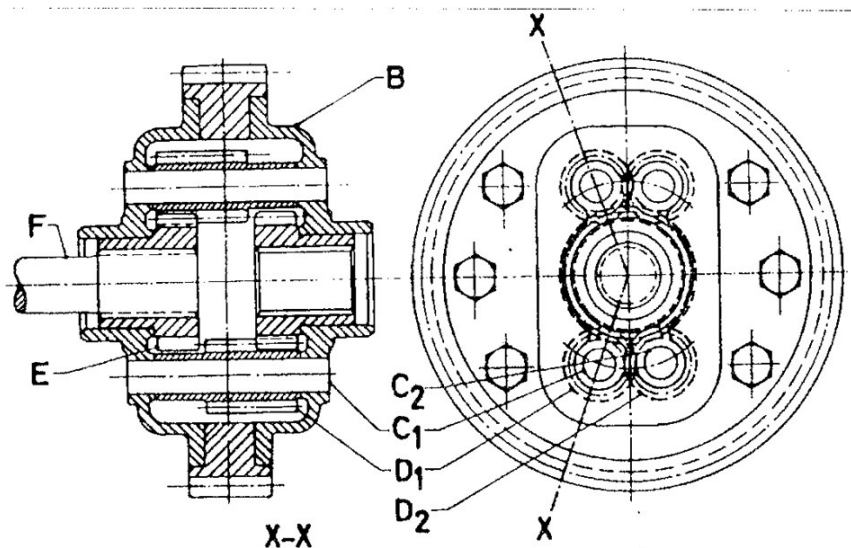
2.3.2 ČELNÍ DIFERENCIÁL

Jedná se o méně častý typ diferenciálu. Jako mezinápravový je použit u konstrukcí nákladních automobilů Tatra. Většinou je opatřen uzávěrkou.

KONSTRUKCE ČELNÍHO DIFERENCIÁLU

Konstrukce diferenciálu čelního se liší od diferenciálu kuželového. Diferenciál je opět tvořen klecí diferenciálu, která je poháněna soukolím stálého převodu. V kleci jsou na čepech uloženy satelity, které mají přímé ozubení. Točivý moment se z klece diferenciálu opět přenáší na čepy satelitů, satelity a centrální kola. Satelity, které jsou v záběru s přímým ozubením planetových kol, tvoří zabírající dvojici. Satelity však nejsou v záběru s oběma centrálními koly. Jedna jejich polovina je v záběru s jedním planetovým kolem a druhá s druhým satelitem. Ten je v záběru s druhým planetovým kolem. V tomto případě se mohou otáčky jednoho centrálního kola zmenšovat a zároveň otáčky druhého kola vůči kleci diferenciálu zvětšovat. Pro vyvážení bývají v diferenciálu dva páry satelitů navzájem nastavené o 180° , popřípadě tři páry.

Oproti kuželovému diferenciálu jsou klece čelních diferenciálů menšího vnějšího průměru, ale jsou delší. [3]



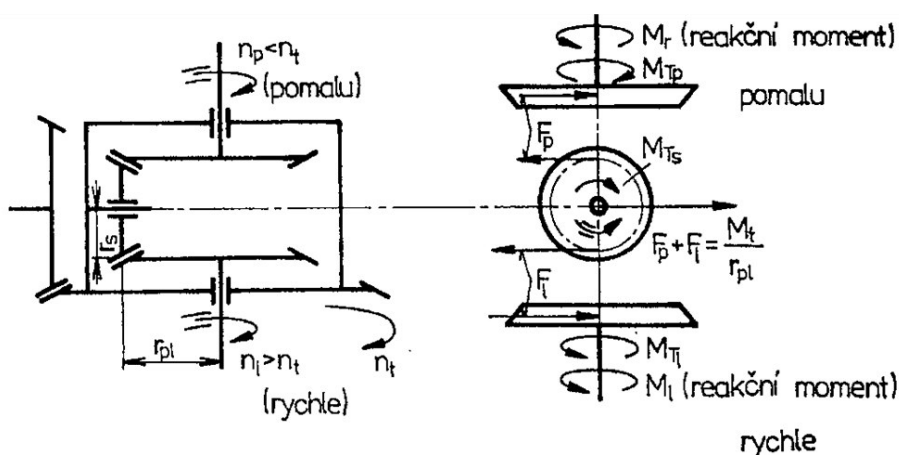
Obr. 2.5 Diferenciál s čelními koly: B- skříň nesoucí hnací čelní kolo a současně unášec satelitů; C1, C2- čepy satelitů; D1, D2- satelity; E- centrální kolo; F- hnací hřídel nápravy [1]

2.4 SAMOSVORNÉ DIFERENCIÁLY

Uzávěr diferenciálu pomáhá proti protáčení kol pouze v zapnutém stavu a nedovolí rozdílné otáčky v rychlosti obou kol, tím je jeho použití pro jízdu mimo měkký terén nevhodné. Pro odstranění této nevýhody se u některých vozidel používají samosvorné diferenciály (diferenciály se samočinným uzavíráním). Jejich účinek se zakládá na zvýšeném tření v diferenciálu.

Tyto diferenciály plní na vozovce s dobrou přilnavostí svoji funkci stejně jako otevřený diferenciál. Ve chvíli, kdy jedno z kol začne prokluzovat nebo se otáčet výrazně rychleji než kolo druhé, vnitřní konstrukce samosvorného diferenciálu zamezí volnému protáčení jednoho kola vůči druhému.

Točivý moment u samosvorného diferenciálu není rozdělen rovnoměrně, ale je rozdělen na obě hnací kola v závislosti na jejich okamžité adhezi. Větší část hnacího momentu je přitom přiváděna na neprokluzující kolo. Tento požadavek by měl být splněn za všech jízdních podmínek. Tedy za jízdy v přímém směru i v zatáčce, a to bez zřetele na to, zda vozidlo jede dopředu nebo dozadu. [3]



Obr. 2.6 Kinematické a silové poměry na diferenciálu se zvýšeným třením [1]

Pokud označíme třecí momenty na levém kole M_{Tl} [Nm], na pravém M_{Tp} [Nm] a na satelitu M_{Ts} [Nm], a za předpokladu $n_l > n_p$ ($n_l > n_t > n_p$), kde n_t [min^{-1}] jsou otáčky klece diferenciálu, pak podle obr. 2.6 platí:

Hnací moment na skřini diferenciálu je [1]:

$$M_t = (F_l + F_p) \cdot r_{pl}, \quad (7)$$

kde F_l [N] je síla na levém kole, F_p [N] je síla na kole pravém a r_{pl} [m] je poloměr planetového kola.

Moment na levé planetě je [1]:

$$F_l \cdot r_{pl} - M_{Tl} = M_l \rightarrow F_l \cdot r_{pl} = M_l + M_{Tl}. \quad (8)$$



Moment na pravé planetě je [1]:

$$F_p \cdot r_{pl} + M_{Tp} = M_p \rightarrow F_p \cdot r_{pl} = M_p - M_{Tp} . \quad (9)$$

Třecí moment na satelitu je [1]:

$$F_p \cdot r_s - M_{Ts} = F_l \cdot r_s , \quad (10)$$

kde r_s [m] je poloměr satelitu.

Rozšíříme-li poslední rovnici o poloměr r_{pl} , dostaneme [1]:

$$F_p \cdot r_{pl} = F_l \cdot r_{pl} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pl}}{r_s} . \quad (11)$$

S výše uvedenými závislostmi pro momenty na levé a pravé planetě plyne z posledního vztahu [1]:

$$M_p - M_{Tp} = M_l + M_{Tl} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pl}}{r_s} , \quad (12)$$

a tedy [1]:

$$M_p = M_l + M_{Tl} + M_{Tp} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pl}}{r_s} . \quad (13)$$

Z tohoto vyplývá, že moment na pomalejší hřídeli (M_p) je větší než moment na hřídeli rychlejší.

U traktorů se samosvorný diferenciál používá zejména u nižších výkonnostních tříd. Nejčastější je použití diferenciálu se zvýšeným třením (diferenciálu s třecí spojkou). [3]

2.4.1 DIFERENCIÁL S TŘECÍ SPOJKOU

Diferenciál s třecí spojkou se používá jako nápravový. Je často využíváný i u závodních a sportovně laděných aut, protože počtem lamel, popřípadě změnou úhlu klínových výřezů, lze dobře nastavovat jeho vlastnosti.

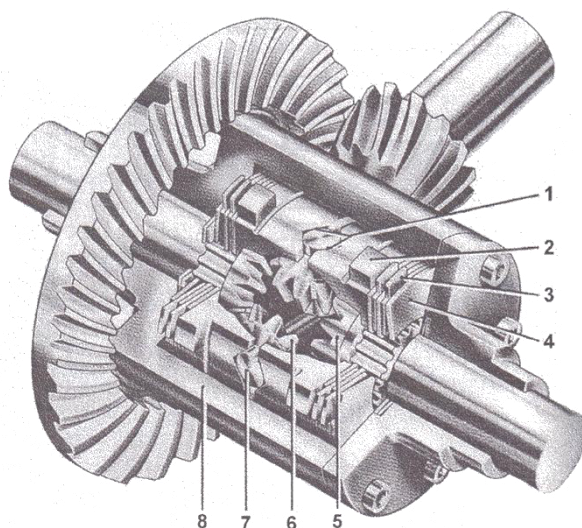
Je často používán u traktorů nižších výkonových tříd.

KONSTRUKCE DIFERENCIÁLU S TŘECÍ SPOJKOU

Základem diferenciálu s třecí spojkou je diferenciál kuželový, ke kterému jsou přidány dva přitlačné kotouče a dvě lamelové spojky.

Přítlačné kotouče jsou poháněny klecí diferenciálu a jsou opatřeny drážkováním, aby se mohly vůči ní axiálně pohybovat. Mezi oběma přítlačnými koly jsou ve čtyřech vyfrézovaných výřezech sevřeny čepy satelitů s klínovým ukončením. Diferenciál má tedy čtyři satelity, vždy dva proti sobě na jednom čepu. Přenášením momentu se čepy vytlačují z klínových výřezů, tím se kroužky vzdalují a přitlačují se na lamely brzdy. Jeden pár lamel je mezi čelní plochou přítlačných kotoučů a čelní plochou klece diferenciálu. Vnější lamely jsou spojeny s drážkami na kleci diferenciálu a vnitřní jsou spojeny ozubením s kuželovým kolem, které je na hnací hřídeli. Předpětí v lamelách je dosaženo talířovými pružinami.

Svornost diferenciálů je ovlivňována počtem lamel a úhlem a tuhostí talířových pružin. [3]



- 1- klínové plochy na přítlačných kroužcích
- 2- přítlačný kroužek
- 3- lamela s vnějším ozubením
- 4- lamela s vnitřním ozubením
- 5- kuželové planetové kolo
- 6- kuželový satelit
- 7- čep satelitů
- 8- klec diferenciálu

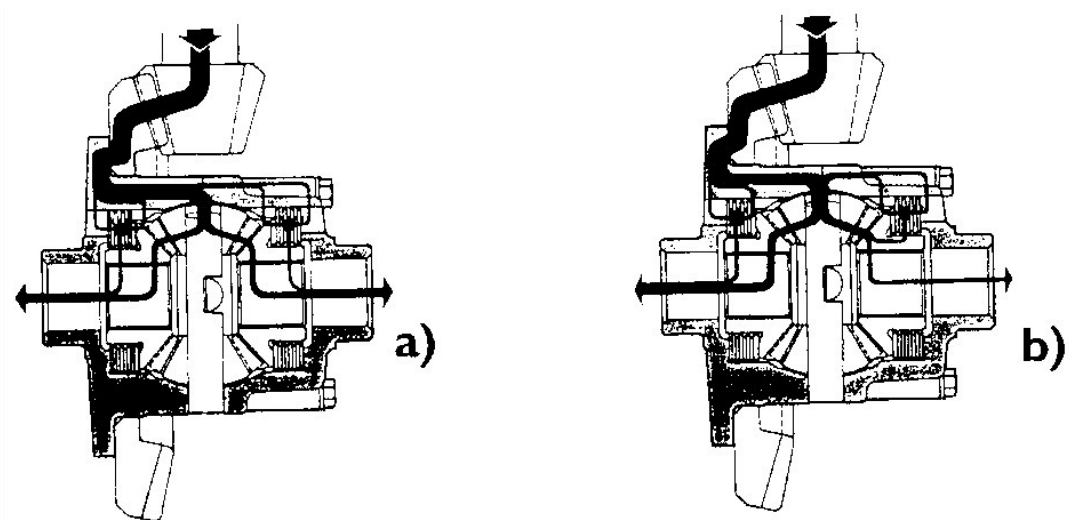
Obr. 2.7 Samosvorný diferenciál ZF – DL [4]

PRINCIP ČINNOSTI

Při jízdě na vozovce se stejnou adhezí je valná část točivého momentu přenášena na centrální kola přes přítlačné kotouče a čepy satelitů. Zbytek točivého momentu je pak přiváděn rovnoměrně přes lamelové spojky a přítlačné kotouče.



Pokud jedno z kol začne prokluzovat vlivem nestejné adheze na vozovce, čepy satelitů začnou tlačit na přitlačné kotouče. Ty se začnou axiálně posouvat a tlačit na lamely (proti lamelám) obou spojek. Díky tlaku se mezi lamelami tvoří tření (třecí moment) úměrně veliké rozdílu otáčejících se lamel. Toto tření je pak vedeno na neprokluzující kolo. [3]



Obr. 2.8 Tok hnacího momentu kuželovým diferenciálem ZF: a) při stejné adhezi na kolech a přímé jízdě, b) při rozdílné adhezi na kolech nebo při zatáčení [1]

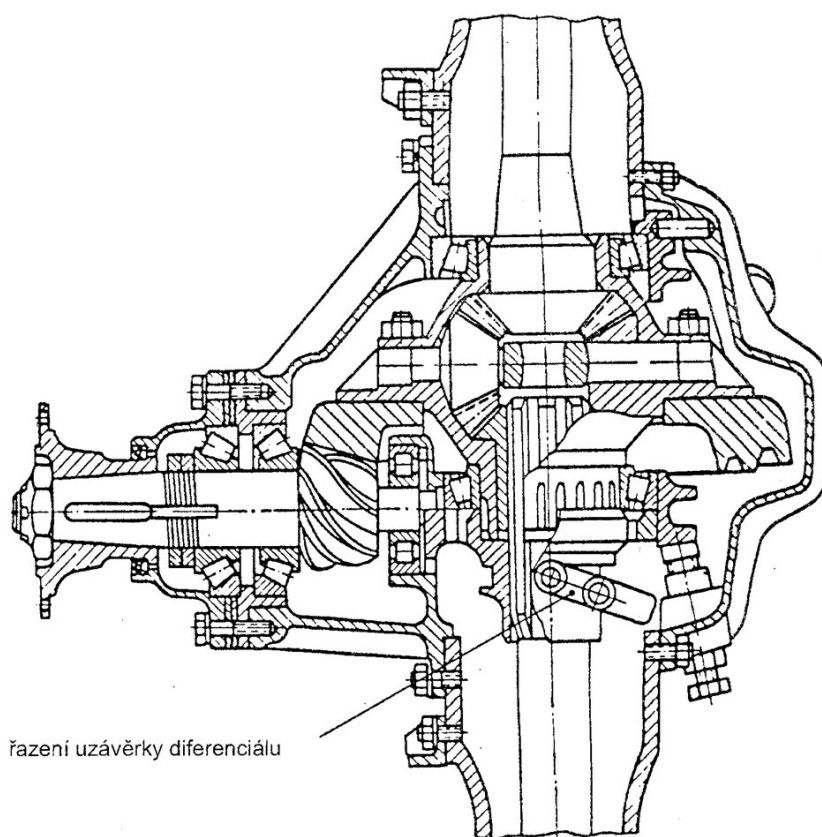
3 UZÁVĚRKA DIFERENCIÁLU

U otevřených diferenciálů je hnací moment rozdělován, bez ohledu na to, jestli jsou otáčky pravého a levého kola stejné, na dva stejné výstupní točivé momenty M_p a M_l . Při nestejných adhezních podmínkách se ovšem rovnost hnacích momentů na pravém a levém kole projevuje nevhodně.

Relativní protáčení kol není za jízdy na kluzkém povrchu (v terénu) žádoucí. Při ztrátě adheze jednoho kola dojde na tomto kole k poklesu hnací síly, ale diferenciál stále rozděluje hnací moment rovnoměrně. Tedy hnací moment klesne i na kole, které neprokluzuje. Prokluzující kolo se otáčí vyššími otáčkami než kolo, které neprokluzuje, to zpomaluje a kvůli poklesu hnacího momentu nemá dostatečnou sílu pro pohon vozidla.

V případě, že nastane tato situace, je nutno diferenciál z funkce vyřadit. K odstranění tohoto nedostatku slouží uzávěrka diferenciálu.

Uzávěrka diferenciálu je tedy důležitá hlavně pro vozidla používaná v terénu. [3]



Obr. 3.1 Kuželový diferenciál s uzávěrkou [1]

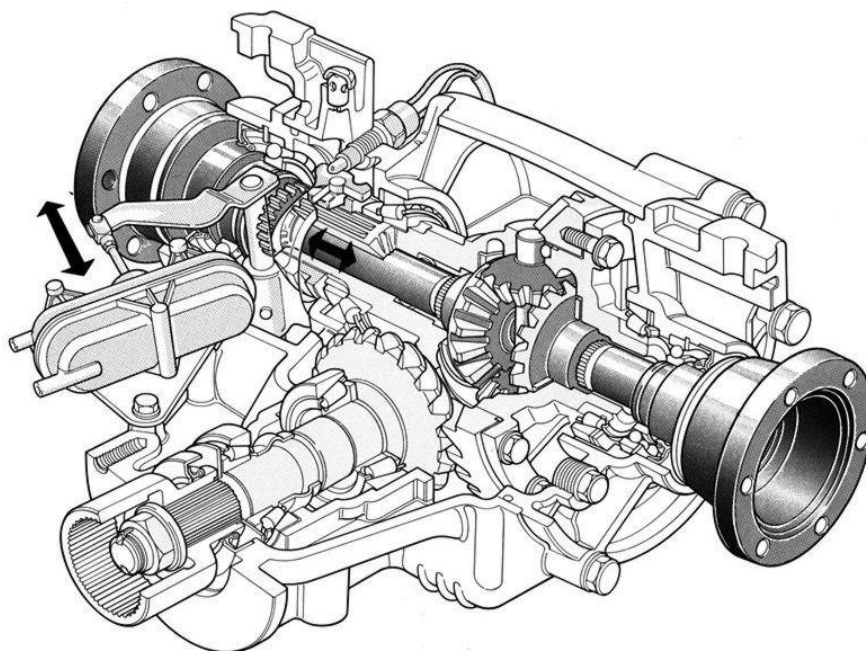


3.1 PRINCIP ČINNOSTI

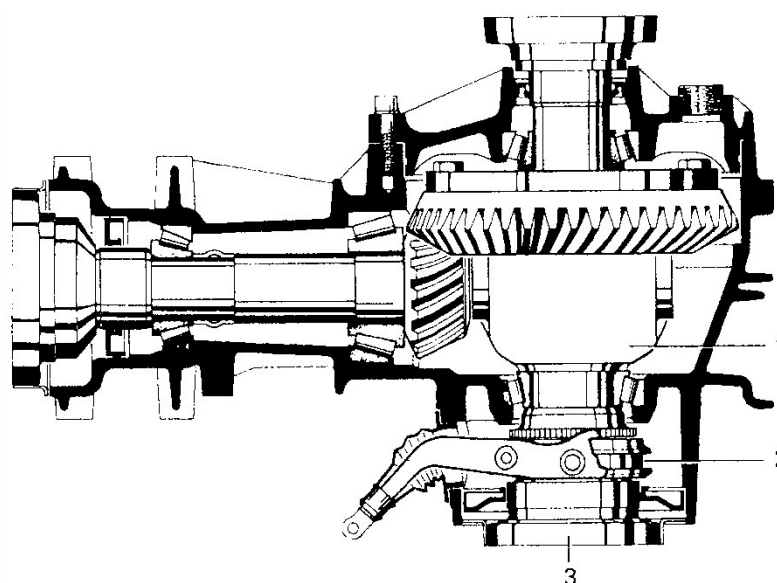
Závěr diferenciálu znehybňuje hnací hřídel kola vůči kleci diferenciálu tak, že se nemůže otáčet a diferenciál se musí otáčet celý.

Je ovládán z místa řidiče buď mechanicky, nebo elektropneumaticky.

K vyřazení diferenciálu se používá např. zubová spojka nebo přesuvná objímka. [3]



Obr. 3.2 Uzávěrka diferenciálu [5]



Obr. 3.3 Kuželový diferenciál s uzávěrkou (VW): 1- skříň diferenciálu, 2- posuvná objímka, 3- boční hnací hřídel [4]

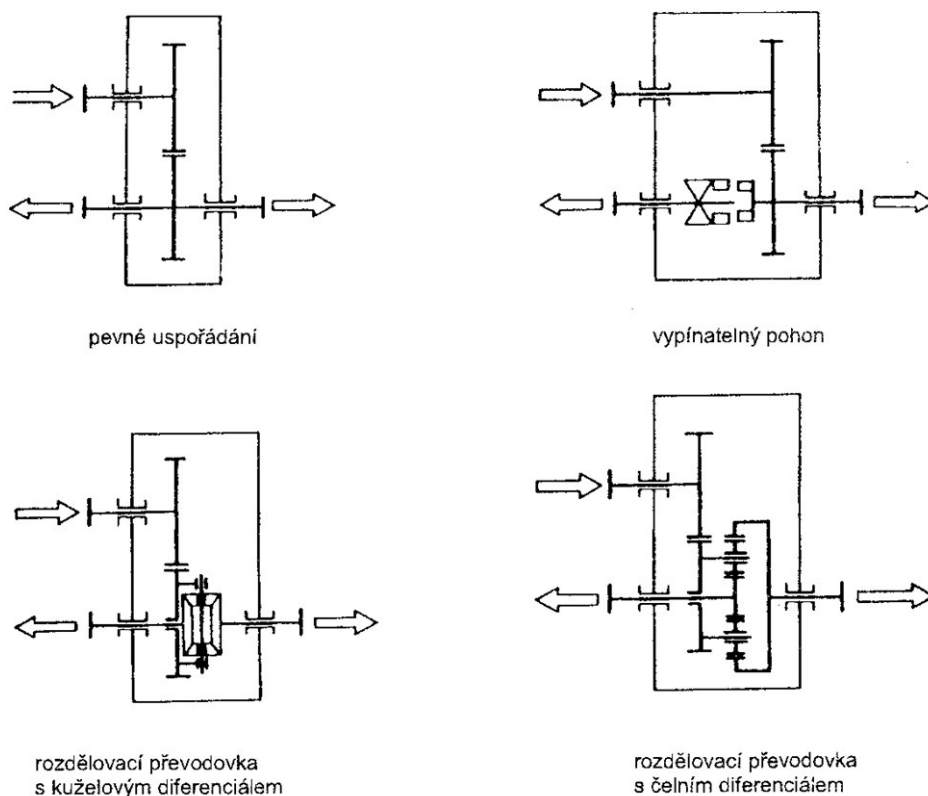
4 POHON PŘEDNÍ NÁPRAVY

Jak už bylo zmíněno, v případě, že vozidlo má poháněno více náprav, musí být mezi převodovkou a rozvodovkou umístěna rozdělovací převodovka rozdělující hnací výkon na nápravy.

Rozdělovací převodovky jsou různých typů a záleží na druhu vozidla a provozních podmínkách:

- jednostupňová rozdělovací převodovka – permanentní zapojení všech kol, uzávěrka mezinápravového diferenciálu
- dvoustupňová rozdělovací převodovka – zapínatelné rozsahové skupiny, tzv. silniční a terénní stupeň
- rozdělovací převodovka bez diferenciálu – trvale poháněna jedna náprava, pohon druhé nápravy v případě potřeby zapnut řidičem
- rozdělovací převodovka s uzávěrkou diferenciálu – obě nápravy trvale poháněny

Pohon předních kol je typický pro nákladní a terénní vozidla a pro traktory, přičemž pohon zadní nápravy je trvale spojen s převodovkou a pohon přední nápravy je zpravidla vypínatelný. Na silnici je tedy vozidlo poháněno pouze zadní nápravou, ale v terénu je zapnut i přední pohon. [1]



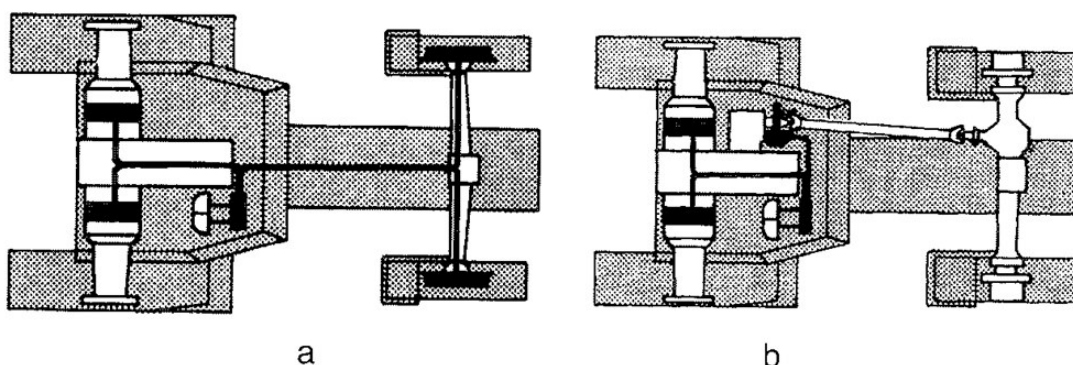
Obr. 4.1 Schematické znázornění základních typů rozdělovacích převodovek [1]



4.1 POHON PŘEDNÍ NÁPRAVY U TRAKTORU

Pohon přední nápravy je v dnešní době při práci na poli velmi důležitý, díky němu lze velmi zvýšit tahové vlastnosti traktoru. Pohon přední nápravy umožňuje snížit prokluz hnacích kol, a tím dosáhnout vyšší účinnosti přenosu hnací síly motoru na podložku.

Poháněné nápravy mohou být se symetricky uloženou rozvodovkou a diferenciálem anebo s nesymetricky uloženou rozvodovkou a diferenciálem (viz obr 4.1). Diferenciál může být samosvorný (traktory nižších výkonových tříd) nebo vybaven uzávěrkou.



Obr. 4.2 Pohon přední nápravy traktoru: a- symetricky umístěná rozvodovka s diferenciálem, b- nesymetricky umístěná rozvodovka s diferenciálem [2]

Pohon přední nápravy je odvozen od hnací hřídele pohonu zadní nápravy. V případě traktoru se mezinápravový diferenciál nepoužívá a spojení mezi nápravami je uskutečněno pevnou pohonovou vazbou. Ozubené kolo uložené na hnací hřídeli zabírá přímo nebo přes předlohovou hřídel do ozubeného kola pohonu přední nápravy.

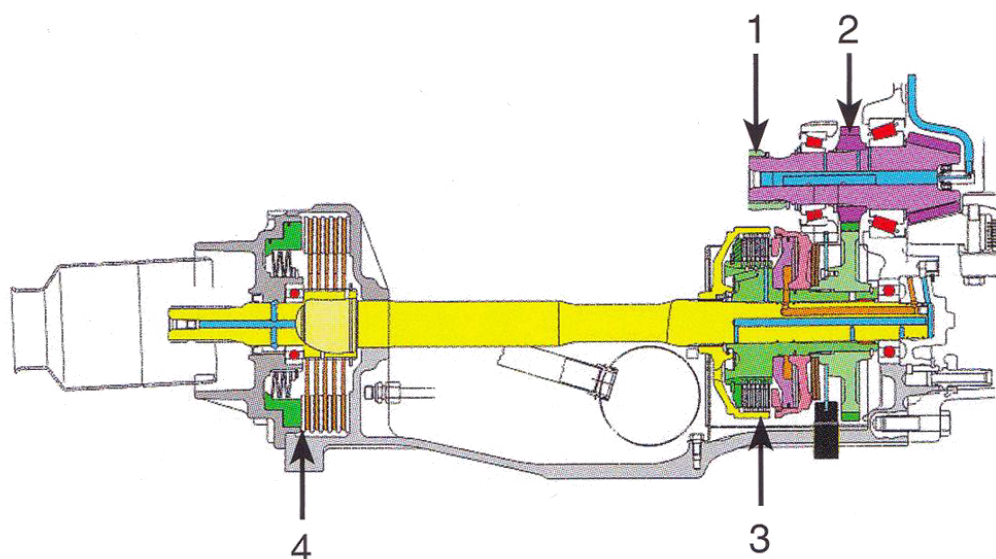
Teoreticky mají při přímé jízdě hnací kola obou náprav stejnou obvodovou rychlost. V důsledku nerovnoměrného opotřebení pneumatik, nerovnoměrného rozložení hmotnosti traktoru, rozdílného plnicího tlaku a rozdílných valivých poloměrů jsou obvodové rychlosti rozdílné. To je důvod zavedení rychlostního poměru k_v [2]:

$$k_v = \frac{v_{t1}}{v_{t2}}, \quad (14)$$

kde k_v [-] je rychlostní poměr, v_{t1} [ms^{-1}] je teoretická rychlost přední nápravy a v_{t2} [ms^{-1}] teoretická rychlost zadní nápravy.

Z důvodu rozdílných obvodových rychlostí, jejichž vlivem by na vozovce docházelo k rychlejšímu opotřebení méně zatížených hnacích pneumatik a ke zvýšenému namáhání pohonu, se při jízdě po silnici pohon přední nápravy vypíná. Vypnutí předního pohonu je u některých traktorů řešeno automaticky po překročení určité rychlosti.

Pokud by nastala situace, kdy $k_v < 1$, přední kola by se začala chovat jako brzdící. Tomuto stavu se předchází otáčkovým předstihem předních kol. Ten je volen tak, aby při korekci směru jízdy natočením přední nápravy o malý úhel došlo k teoreticky ideálnímu valení kol obou náprav.



Obr. 4.3 Pohon přední nápravy:

1- hnací hřídel zadní nápravy, 2- soukolí pohonu přední nápravy, 3- lamelová spojka pro řazení pohonu přední nápravy, 4- lamelová brzda přední nápravy [2]

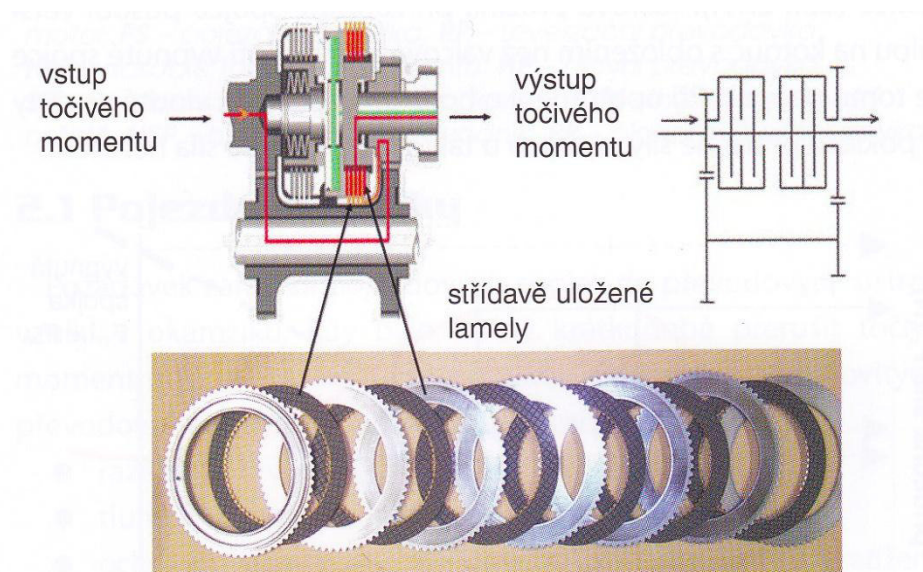
Hřídel pohonu přední nápravy je kloubová s dvojicí křížových kloubů. Nezávislé zavěšení kol přední nápravy umožňuje použít hnací hřídel bez křížových kloubů. Konstrukční řešení se středovým vedením hnací hřídele umožňuje použít jen jeden křížový kloub.

Sepnutí pohonu předních kol je obvykle řešeno lamelovou spojkou. [2]

4.1.1 LAMELOVÁ SPOJKA

Lamelová spojka je tvořena několika velmi tenkými kotouči (lamelami) řazenými za sebou. Kotouče jsou střídavě spojeny pomocí ozubení s hnanou a hnací hřídelí. Hnací lamely mají obvykle ozubení vnější s axiálním posuvem, otáčení zabraňuje ozubení uložené ve skříní spojky. Hnané lamely jsou vybaveny ozubením vnitřním s axiálním posuvem, ozubením jsou zajištěny na náboji hnané hřídele. U mokrých spojek kotouče obíhají v olejové lázni s olejem o malé viskozitě. U polomokrých spojek kotouče obíhají v olejové mlze. Olejová náplň lépe odvádí teplo a snižuje součinitel tření.

Ke spojení hnané a hnací hřídele dochází přitlačením lamel k opěrné ploše. Přítlačná síla je vyvozena hydraulickým tlakem oleje na píst. Zpětné uvolnění spojky zajišťují vratné pružiny (např. vinuté, talířové). [1, 2]



Obr. 4.4 Lamelová spojka s hydraulickým přítlakem [2]

Lamelová spojka je schopna přenést velké točivé momenty i přes malý vnější průměr a malý měrný tlak díky více spojkovým kotoučům. Vztah pro odvození momentu přenášeného lamelovou spojkou lze použít stejný jako pro spojkou třecí [1]:

$$M_s = i \cdot \mu \cdot F \cdot r_{sp} , \quad (15)$$

kde M_s [Nm] je točivý moment přenesený jedním kotoučem, i [-] je počet třecích ploch, μ [-] je součinitel tření, F [N] je přítlačná síla a r_{sp} [m] je účinný poloměr spojky.

Ze vztahu vyplývá, že velikost přenášeného momentu je závislá na průměru a počtu lamel. [1, 2]



5 AUTOMATICKY OVLÁDANÁ ZAŘÍZENÍ U TRAKTORŮ

V důsledku modernizace se často opakující úkony, jako je například zapínání/vypínání uzávěrek diferenciálu, vývodového hřídele anebo přední nápravy, zautomatizovaly.

Automatizace pohonu přední nápravy a uzávěrky diferenciálu se pak v rámci rozvodovky řeší společně. Přední pohon se v automatickém režimu zapojuje první pro lepší využití přiváděného momentu při prokluzu. Dále se jejich zapínání a vypínání děje v závislosti na úhlu natočení kol přední nápravy, rychlosti traktoru a prokluzu kol.

Zapnutí je provedeno elektrohydraulicky pod zatížením a provádí ho sama obsluha, nebo je možné zapnout automatický režim.

V moderních traktorech je uzavírání diferenciálu ovládáno elektrohydraulicky a řízeno elektronicky. Přední i zadní uzávěrka bývá nejčastěji lamelová. Uzávěrka se rozepne a zapne za určitých provozních podmínek. Rozepnutí může nastat například při překročení rychlosti.

Uzávěrky diferenciálů lze zapnout a vypnout při všech převodových stupních a provoz je možný ve dvou režimech – manuální, nebo automatický.

U traktorů majících funkci automatického ovládání přední nápravy lze pohon zapnout a vypnout při všech převodových stupních (vpřed i vzad). Provoz je umožněn opět ve dvou režimech – manuální či automatický.

Příkladem automatické uzávěrky diferenciálu a automatického připojení předního pohonu je např. TerraLock od firmy New Holland nebo ASM od firmy Deutz-Fahr.

5.1 TERRALOCK, NEW HOLLAND

TerraLock je systém řízení uzávěrky diferenciálu firmy New Holland. Automaticky ovládá zapojení pohonu přední nápravy a blokování zadního a předního diferenciálu. Sepnutí uzávěrky je řízeno podle úhlu natočení volantů a rychlosti. V případě potřeby se pohon všech čtyř kol vypne.

Přepínač TerraLock má tři polohy - vypnutí, zapnutí a automatické uzavření.

Automatický režim umožňuje, aby vypínání a zapínání pohonu předních kol a pohon všech čtyř kol byl v závislosti na:

- úhlu řízení
- rychlosti
- použití brzd
- použití třibodového závěsu

Automatický režim poskytuje trakci a výkon uvolněním pohonu předních kol při otáčení volantem nebo dočasné uvolnění pohonu předních kol a uzávěrek diferenciálů při překročení rychlosti 15 km/h. V případě, že je TerraLock plně zapojen, uzávěrka diferenciálu a pohon předních kol se nerozpojí, dokud není použita brzda. Vypnutím TerraLock se zcela odpojí pohon předních kol a přední a zadní uzávěrka diferenciálu. [7]



5.2 ASM, DEUTZ-FAHR

ASM (automatický systémový management) vyřazuje automaticky pohon přední nápravy a přední a zadní uzávěrky diferenciálu. Řízení systému je v závislosti na:

- pojezdové rychlosti
- úhlu natočení předních kol
- prokluzu

Uzávěrky diferenciálů (předního a zadního) jsou lamelové. Přední diferenciál je vyřazován a zařazován společně s diferenciálem zadním. [8]

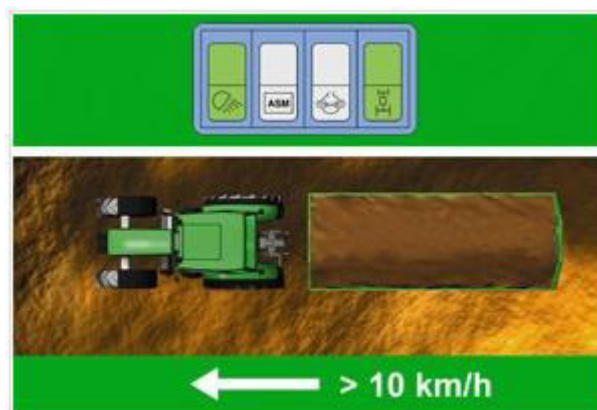
5.2.1 PŘÍKLADY Z PROVOZU

Orba na souvrati - ve chvíli, kdy úhel otáčení překročí 15° , se uzávěrka diferenciálu vypne. Sníží-li se úhel zpět pod 15° , uzávěrka diferenciál opět zamkne. Při sešlápnutí pravé nebo levé brzdy se uzávěrka vypne. [8]



Obr. 5.1 Příklad orby na souvrati [8]

Transport na poli - přesáhne-li rychlost traktoru 10km/hod, uzávěrka diferenciál odemkne, poklesne-li rychlost traktoru pod 9 km/hod, uzávěrka diferenciál opět zamkne. [8]



Obr. 5.2 Příklad transportu na poli [8]



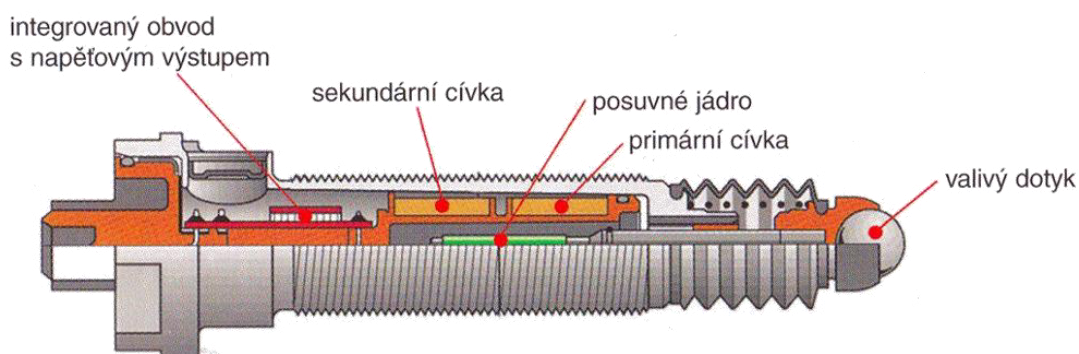
5.3 SNÍMAČE PRO OVLÁDÁNÍ

Čidla (senzory) snímají časový průběh měřených veličin a převádějí je na elektrický výstup. Ten je následně zpracován řídicí jednotkou. Data vstupující do řídicí jednotky jsou porovnávána s jejím nastavením. Následně je řídicí jednotkou dán pokyn akčním členům, které ovládají dané zařízení.

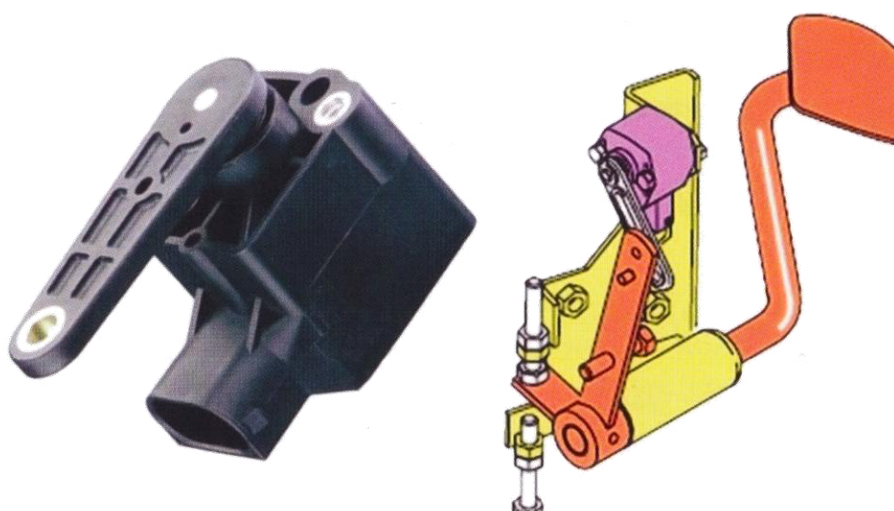
5.3.1 SNÍMAČ POLOHY

Snímač polohy je pro ovládání systému uzávěrky diferenciálu velmi důležitý. Monitoruje mimo jiné natáčení kol přední nápravy, polohu pedálu, regulaci tříbodového závěsu, což jsou veličiny, na kterých zapnutí a vypnutí uzávěrky závisí.

Senzory, které jsou v dnešní době používány, fungují na principu Hallova jevu nebo elektromagnetické indukce. [2]



Obr. 5.3 Snímač polohy ramen tříbodového závěsu [2]



Obr. 5.4 Hallův snímač pro snímání polohy pedálu akceleratoru [2]

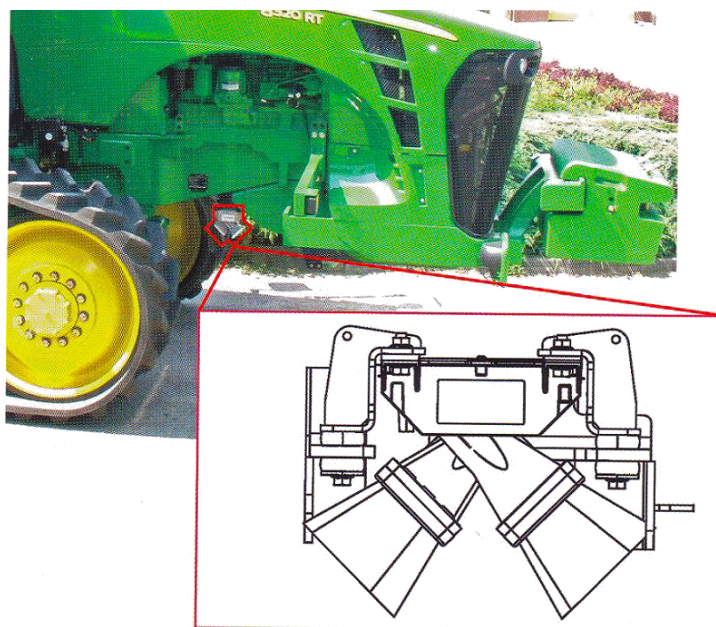


5.3.2 SNÍMAČ SKUTEČNÉ RYCHLOSTI

Nejčastěji se pro snímač skutečné rychlosti používá radar, který pracuje na principu Dopplerova jevu.

Dopplerův efekt je založen na skládání rychlosti vlnění s rychlostí vzájemného pohybu vysílače a přijímače. Ve chvíli, kdy se zdroj signálu pohybuje, přijímač přijímá signál s vyšší frekvencí, než s jakou byl ze zdroje vysílán. Skutečná rychlost pohybujícího se zdroje je přímo úměrná rozdílu mezi frekvencemi.

Radar je umístěn na podvozku traktoru, při jeho pohybu vysílá signál, který se odráží od země a jeho část se vrací zpět. Určitou nevýhodou takto instalovaného radaru je jeho nižší přesnost ve chvílích, kdy je země velmi nerovnoměrná, zejména, je-li na ní vyšší porost. Určité zpřesnění umožňuje diferenciální vyhodnocení zdvojeného radaru. [2]



Obr. 5.5 Duální radar na podvozku pásového traktoru John Deere [2]

5.3.3 SNÍMAČ SÍLY

Pro snímání síly v dolních táhlech třibodového závěsu slouží snímač síly. Ten snímá jak tahové, tak tlakové složky síly a zároveň plní funkci spojovacího čepu pro dolní táhla. Snímač se využívá především pro činnost elektrohydraulické regulace.

Měření samotné využívá magnetoelastického efektu feromagnetu. To znamená, že při deformaci materiálu se změní míra magnetizace působením magnetického pole.

Snímač je tvořen čepem s dutinou, v které se nachází tři cívky. Primární cívka je napájena a na sekundárních cívkách je měřeno výstupní napětí úměrné měřicí síle. [2]



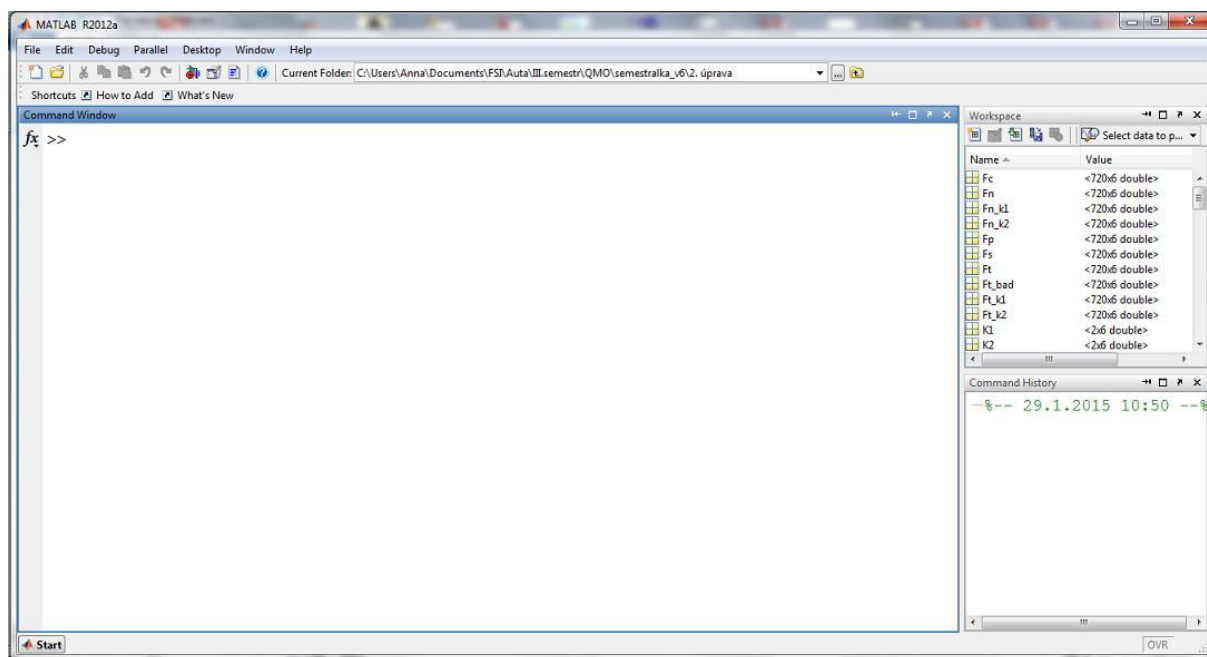
6 MATLAB

MATLAB (MATrix LABoratory) je software pro vědeckotechnické modelování, simulace dynamických dějů, měření a zpracování signálů, návrhy algoritmů, paralelní výpočty, návrhy komunikačních a řídicích systémů. Hodí se pro vývoj širokého spektra aplikací.

Díky své architektuře je vhodný pro řešení početně náročnějších úkolů bez zkoumání matematických problémů. Jazyk MATLAB je tím pádem jednodušší než jazyk C nebo Fortran.

MATLAB je úplný programovací jazyk čtvrté generace s otevřenou architekturou. To znamená, že lze v jeho prostředí vytvářet funkce vlastní, které se způsobem volání neliší od funkcí již vestavěných. V praxi to znamená, že lze MATLAB téměř bez omezení rozšiřovat.

Otevřená architektura MATLABu vedla k vytvoření specializovaných knihoven funkcí tzv. *toolboxů*, které jsou díky svému obsahu využitelné v podstatě ve všech oblastech lidské činnosti. *Toolboxy* obsahují předem zpracované specializované funkce, které je možno upravovat a modifikovat. Do dnešní doby je jich vytvořeno více než 90. [9, 10, 11]



Obr. 6.1 Hlavní okno MATLABu [17]



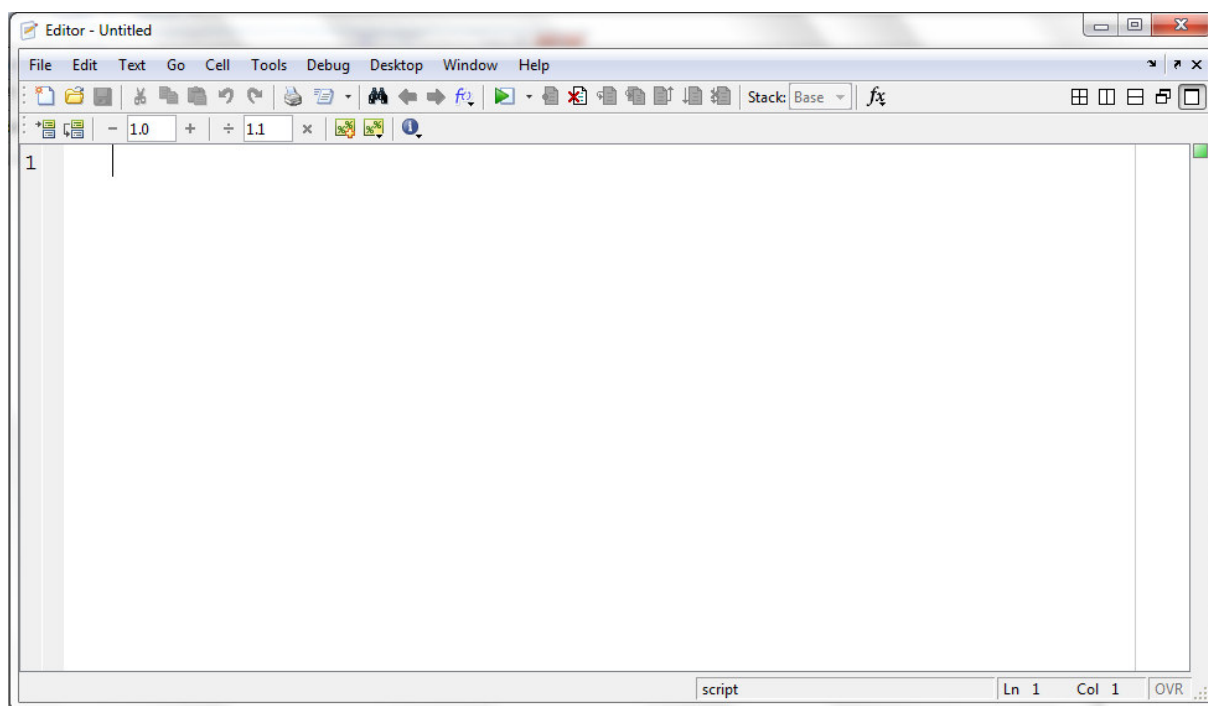
6.1 UŽIVATELSKÉ ROZHRAŇÍ

Uživatelské rozhraní (obr. 6.1) mezi uživatelem a MATLABem je tvořeno oknem *Command Window*, zde jsou zadávány příkazy a zobrazována systémová hlášení a chyby vyhodnocené systémem. Toto okno je nejdůležitější částí MATLABu a většina práce se odehrává právě zde.

Na pravé straně se nachází okno *Workspace*, zde jsou zobrazeny a sledovány všechny hodnoty veličin zadaných v příkazovém oknu. Tyto proměnné je možné kdykoliv později použít.

Pod oknem *Workspace* se nachází okno *Command History*, kde se zobrazuje posloupnost zapsaných a již potvrzených příkazů. Okna nejsou pevně ukotvena, lze je libovolně posouvat, popřípadě úplně zavřít nebo rozšířit o okno *Current Folder* (právě zobrazená složka) aj.

Pracovat s MATLABem lze dvěma přístupy. První způsob je postupný zápis do *Command Window*. V tomto případě jsou příkazy zadávány postupně do příkazového okna a provedeny. Tento interaktivní způsob se hodí pro méně rozsáhlé výpočty a ověřené algoritmy. Druhý způsob je vytvoření textového souboru (skriptu) obsahujícího dané příkazy a jeho následné spuštění (obr. 6.2). [9, 10, 11]



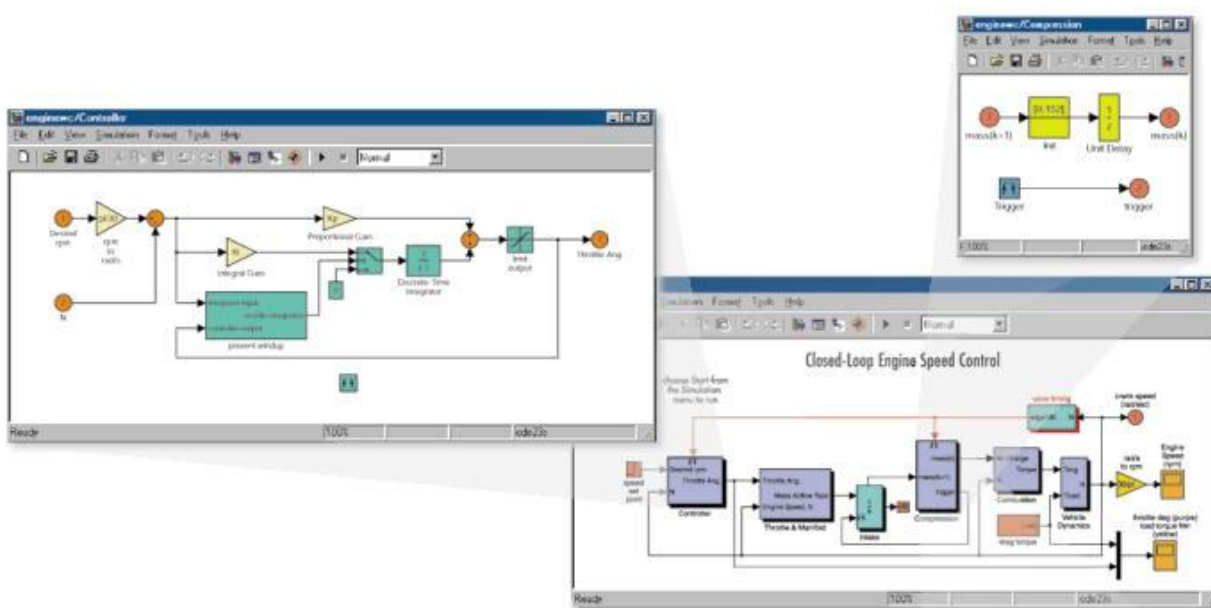
Obr. 6.2 Okno M-skriptu [17]



6.2 SIMULINK

Simulink (SIMulation and LINK) je rozšíření MATLABu využívající jeho algoritmy pro numerické řešení nelineárních diferenciálních rovnic. Modelování, simulace a analýza dynamických systémů probíhá v přehledném grafickém prostředí formou blokových schémat a rovnic. Díky tomu je tvorba v Simulinku rychlá a intuitivní.

Lineární a nelineární modely diskrétních i spojitých systémů nebo logické subsystémy se tvoří pomocí funkčních bloků, které se přesouvají myší. Díky otevřené architektuře lze předem vytvořené bloky rozšiřovat o bloky vlastní, vytvořené uživatelem. [9, 12]



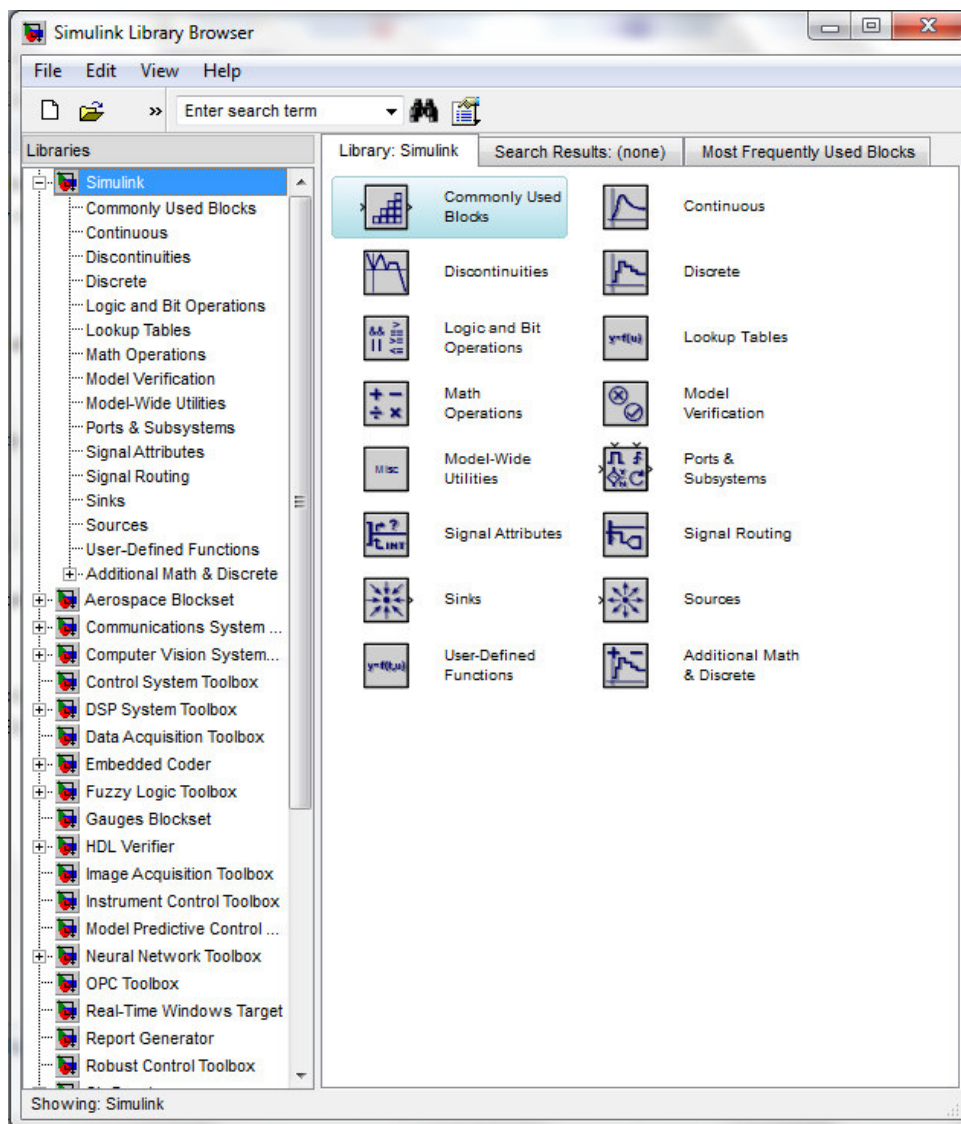
Obr. 6.3 Příklad modelu v Simulinku

Model spalovacího motoru využívá bloky typu Trigger k modelování podmíněně prováděných akcí. Podle úhlu natočení klikové hřídele způsobí spouštěcí puls zážeh ve válci. [12]

6.2.1 UŽIVATELSKÉ ROZHRAŇÍ SIMULINKU

Komunikace mezi uživatelem a programem probíhá prostřednictvím okna pro vytvoření modelu a knihovny dostupných bloků (*Simulink Library Browser* – obr. 6.4), kde v panelu na levé straně vidíme stromovou strukturu jednotlivých bloků. Ty jsou zde řazeny do podoblastí podle zařazení (např.: spojité operátory, matematické operátory, zdroje apod.).

Pro sestavení modelu jsou bloky z knihovny umístěny pomocí myši do okna modelu. Bloky jsou následně spojeny pomocí šipek do kompaktního modelu. Poklepáním na blok lze upravit jeho parametry. [9, 12]

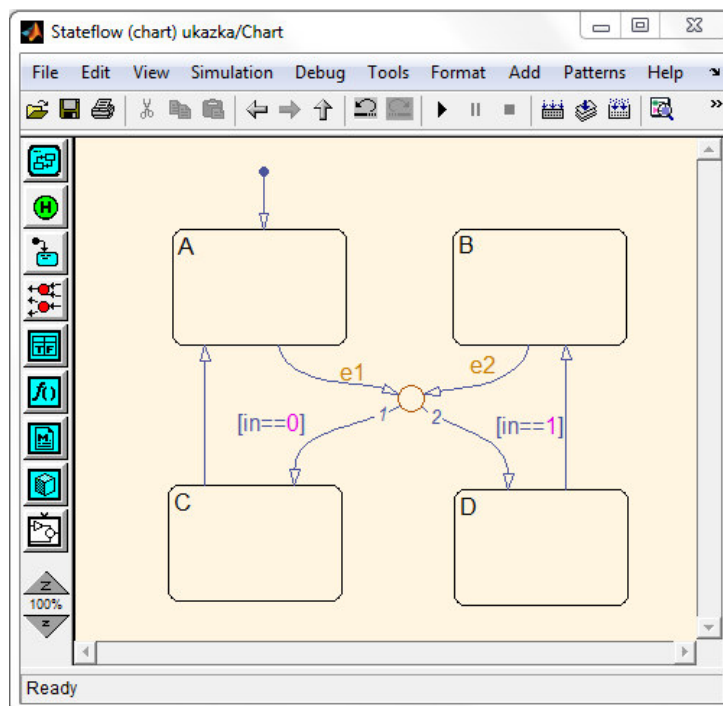


Obr. 6.4 Simulink - knihovna bloků [17]

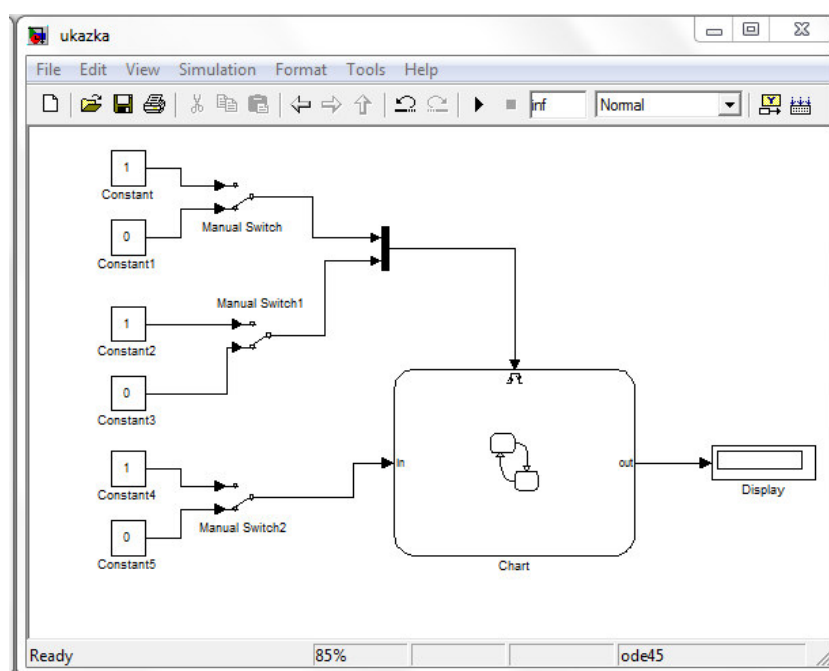
6.3 STATEFLOW

Stateflow je jedna z knihoven prostředí Simulink. Jedná se o vývojový nástroj určený pro modelování systémů, které jsou řízeny událostmi. Pro návrh těchto systémů využívá teorii konečných automatů s několika systémovými reprezentacemi. Díky intuitivnímu grafickému rozhraní je možno do spojitých nelineárních modelů navržených v Simulinku začlenit složitou, událostmi řízenou logiku.

Stateflow je plně integrován do výpočetního prostředí MATLAB a Simulink. Jeho diagram může být přímo součástí schématu v Simulinku a modelovat chování dynamického systému řízeného událostmi.



Obr. 6.5 Stateflow – Chart [17]



Obr. 6.6 Stateflow jako součást Simulinku [17]

Stateflow se používá pro navrhování stavových (sekvenčních) automatů. Je vhodný pro simulace a navrhování chování soustav skládajících se ze spojitých i událostmi řízených součástí.

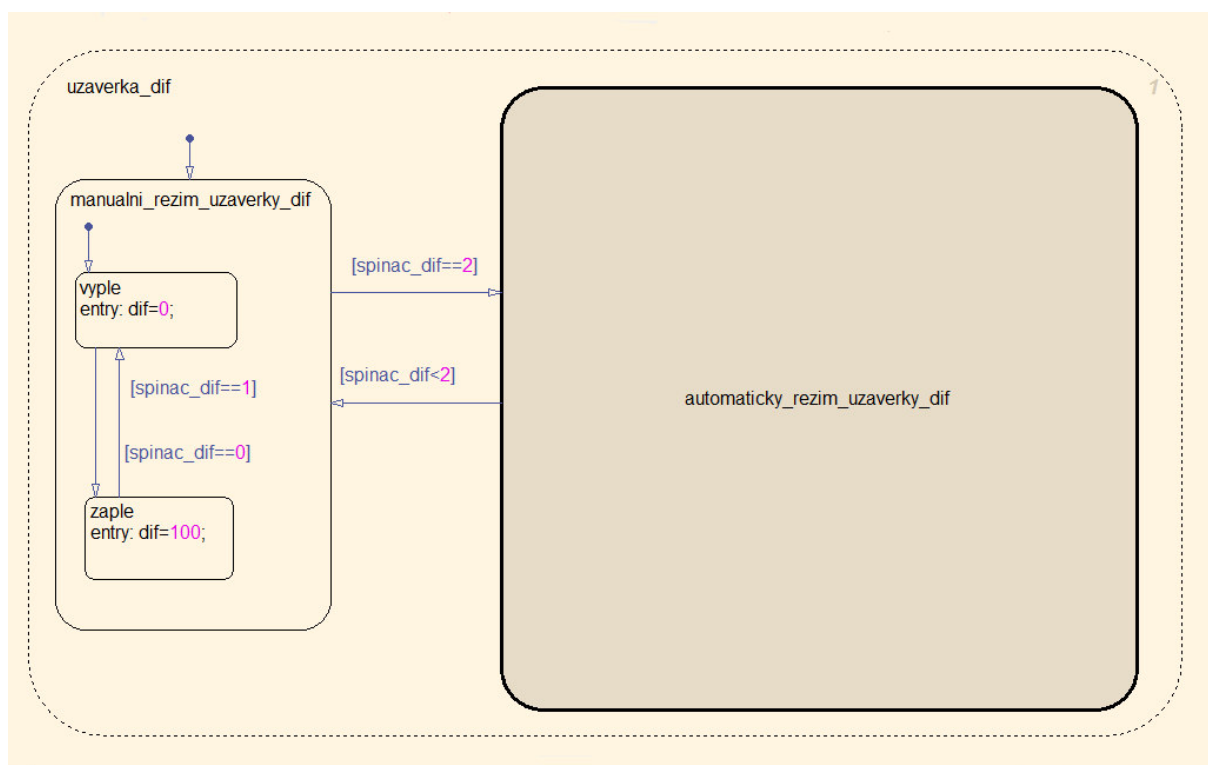
Typické použití Stateflow jsou návrhy ABS systémů, automatické spojky v automobilovém průmyslu, návrhy systémů automatické pilotáže aj. [13]



7 ALGORITMUS PŘIPOJENÍ UZÁVĚRKY DIFERENCIÁLU

Cílem diplomové práce je funkční algoritmus automatické uzávěrky diferenciálu a automatické připojení předního pohonu u traktoru. Pro jeho tvorbu byl zvolen program Simulink, respektive Stateflow.

Tato kapitola je zaměřena na podrobnější popsání algoritmu pro uzávěrky diferenciálů.



Obr. 7.1 Zjednodušené schéma uzávěrky diferenciálu [17]

Provoz uzávěrek diferenciálu je možný ve dvou režimech (viz tab. 7.1), podrobnější popsání viz kapitola 7.3. V jakém režimu má algoritmus pracovat, je určeno příslušnými tlačítky a signál z nich je přiveden k příslušným portům na vstupu do algoritmu.

Jedním ze signálů je tlačítko pro určení režimu uzávěrky. To má tři polohy: manuální režim, automatický režim a režim nulový. Signál z tohoto tlačítka je přiveden na vstupní port *spinac_dif*.



Tab. 7.1 Provozní nastavení uzávěrek diferenciálů

Manuální režim	Automatický režim
Uzávěrky diferenciálu zapnuty do okamžiku:	Zapnutí uzávěrek nastane ve chvíli kdy:
- sešlápnutí jednoho nebo obou brzdových pedálů - opětovného stisku tlačítka	- prokluz přesáhne 15 %
	Dočasné vypnutí nastane po:
	- sešlápnutí jednoho nebo více brzdových pedálů - natočení předních kol nad hodnotu 7° při rychlosti traktoru nižší než 10 km/hod - natočení předních kol nad hodnotu 14° při rychlosti mezi 10-15 km/hod - překročení pojezdové rychlosti 16 km/h

7.1 MANUÁLNÍ REŽIM

Pro manuální zapnutí zámku diferenciálu je nutné zmáčknout příslušné tlačítko. Tím se manuální režim aktivuje a diferenciál je uzamknut.

Pro odemknutí diferenciálu je třeba sešlápnout jeden nebo oba brzdové pedály. Po tomto vypnutí je třeba manuální zámek diferenciálu opět aktivovat sepnutím spínače do příslušné polohy.

Manuální režim zapíná obsluha ve chvíli, kdy uzná za vhodné.

V algoritmu je pro manuální režim uzávěrky diferenciálu na vstupním portu *spinac_dif* hodnota 1.

7.2 AUTOMATICKÝ REŽIM

Pro automatické ovládání uzávěrky diferenciálu je třeba mít sepnutý příslušný spínač. V algoritmu je pro automatický režim uzávěrky na vstupním portu *spinac_dif* hodnota 2.

Automatický režim je rozdílný pro různá nářadí připojená za traktorem. V algoritmu je pro tuto informaci port s názvem *spinac_zarizeni*. Pro nářadí vlečené je na portu signál s hodnotou 1, pro nářadí nesené signál s hodnotou 2.

Dále je při automatickém režimu to, zda má být zámek diferenciálu aktivní, rozlišeno dle pozice závěsu, sešlápnutí brzdového pedálu, rychlosti, úhlu zatáčení traktoru a protáčení kol (prokluzu).

Uzávěrka diferenciálu se připojuje po zapnutí předního pohonu. Uzávěrka jednak uzavírá přední i zadní diferenciál, navíc předním pohonem se zlepšují trakční vlastnosti. Tím pádem se uzávěrka zapne až ve chvíli, kdy ztráta adheze trvá i po připojení předního pohonu.



7.2.1 PROKLUZ

Diferenciál se zapíná, když je prokluz větší než 15 %. To je možné, pouze pokud je traktor vybaven snímačem skutečné rychlosti.

Hodnota prokluzu je do algoritmu přivedena na vstupní port *prokluz*.

Prokluzem lze ztratit velkou část přenášeného výkonu. Navíc pokud prokluz jednoho z kol nastane, hnací síla přiváděná na neprokluzující kolo nemusí být dostatečná. Další negativní vliv prokluzu je jeho škodlivost na strukturu půdy a na porost. Proto je třeba diferenciál z provozu vyřadit.

Pro nápravy, které mají diferenciál, se střední hodnota prokluzu u tahových zkoušek traktorů spočítá ze vztahu [2]:

$$\delta_n = \frac{\delta_l + \delta_p - 2\delta_l \cdot \delta_p}{2 - (\delta_l + \delta_p)}. \quad (16)$$

Kde δ_l [-] je okamžitý prokluz na levém kole, δ_p [-] okamžitý prokluz na pravém kole a δ_n [-] je střední hodnota prokluzu.

7.2.2 RYCHLOST

Rychlost jedoucího vozu je při ovládání uzávěrky důležitá, protože při vyšších rychlostech je nutnost použití uzávěrky menší, protože pravděpodobnost prokluzu je nižší, navíc ve vyšších rychlostech by docházelo k vysokému smýkání kol, zejména v zatáčkách.

Naopak při rozjezdu je pravděpodobnost prokluzu vyšší a hrozí nechtěné pootočení traktoru ve chvíli, kdy by se jedno z kol začalo protáčet.

Hodnota pojezdové rychlosti je přiváděna na vstupní port *rychlost*.

7.2.3 BRZDY

Zámek diferenciálu se odemkne, pokud je jedna z brzd sešlápnutá.

U traktorů se používají brzdy nejen ke snížení jeho rychlosti, ale také k zatáčení. Rozdělení brzd pravého a levého kola na dva pedály umožňuje dosáhnout menšího poloměru otáčení.

Tedy ve chvíli, kdy je sešlápnut jeden brzdový pedál, traktor se otáčí a diferenciál je odemknut. Po otočení, a tedy uvolnění brzdového pedálu, se diferenciál opět uzamkne.

Hodnoty polohy brzdových pedálů jsou do algoritmu přivedeny na vstupní porty *brzd_ped* a *brzd_ped_2*.

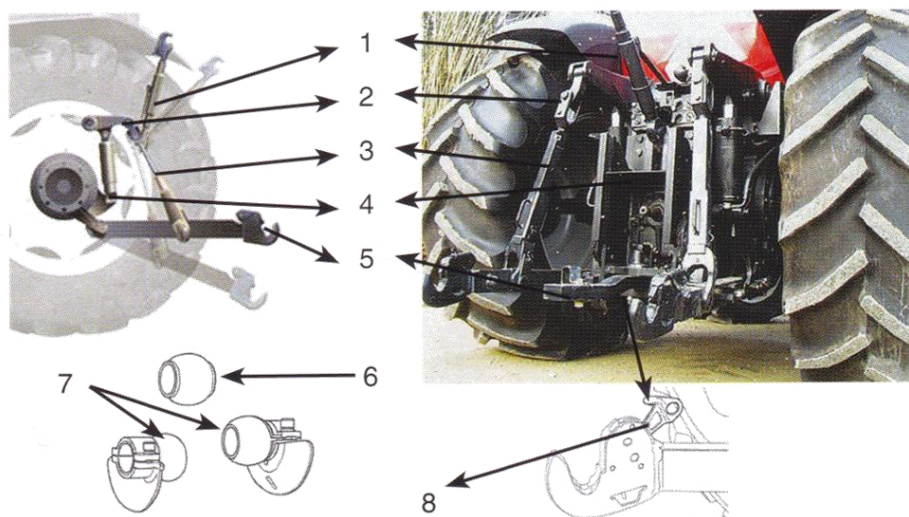


Obr. 7.2 Oddělené ovládání brzdy pravého a levého kola [2]

7.2.4 TŘÍBODOVÝ ZÁVĚS

Pozice závěsu ovlivňuje zapínání a vypínání uzávěrky diferenciálu.

Ve chvíli, kdy tažné zařízení dosáhne vrchní třetiny rozsahu, se diferenciál odemkne. Pokud je tažné zařízení sníženo pod vrchní třetinu rozsahu, diferenciál se zamkne. Tato podmínka souvisí s pohybem traktoru po poli. Ve chvíli kdy traktor zvedá zařízení, není tolik zatížen tažením nářadí. Předpokládá se například jeho otočení na úvrati.



Obr. 7.3 Tříbodový závěs traktorů:

1- horní táhlo, 2- ramena zvedacího ústrojí, 3- zvedací táhla, 4- přímočarý hydromotor, 5- dolní táhla, 6- koule dolního čepu nářadí, 7- koule dolních čepů s vodítky, 8- samozajišťovací západka [2]



Třibodové závěsy u traktorů se používají pro připojení nesených a návěsných zařízení. Závěsy jsou různých kategorií podle jejich rozměrů. Hlavní rozměry jsou normalizovány.

Ovládání a regulaci třibodového závěsu zajišťuje hydraulická nebo elektrohydraulická regulace. Dokáže regulovaně dotěžovat hnací kola traktoru, to má za cíl lepší využití hnací síly motoru. Tím významně ovlivňuje tahové vlastnosti traktoru, protože ten pracuje s nižším prokluzem.

Možnosti nastavení elektrohydraulických systémů:

- polohová regulace – udržuje konstantní polohu nářadí
- silová regulace – udržuje konstantní síly mezi traktorem a připojeným strojem
- smíšená regulace – kombinuje zároveň silovou a polohovou regulaci
- regulace na mezní prokluz – nářadí je přizvednuto ve chvíli, kdy dojde k překročení nastavené meze prokluzu
- tlaková regulace – udržuje nastavený tlak ve zvedacích válcích zvedacího ústrojí (nářadí trvale nadlehčováno konstantní silou)

Jednotlivé systémy se mohou vzájemně kombinovat. [2]

Poloha třibodového závěsu je v algoritmu určena vstupním portem *spinac_tazne*, kde je určeno, jestli je za traktorem připojeno vlečné (hodnota 1), nebo tažné zařízení (hodnota 2). Dále pak je určena vstupním portem *rozsah* poloha vlečného zařízení.

7.2.5 ÚHEL ŘÍZENÍ

Při ovládání diferenciálu je úhel řízení velmi důležitý. Je potřeba, aby se uzávěrka nesehnula vždy, když se kola nebudou odvalovat stejnými otáčkami, protože při jízdě v zatáčce se tato situace bude dít záměrně.

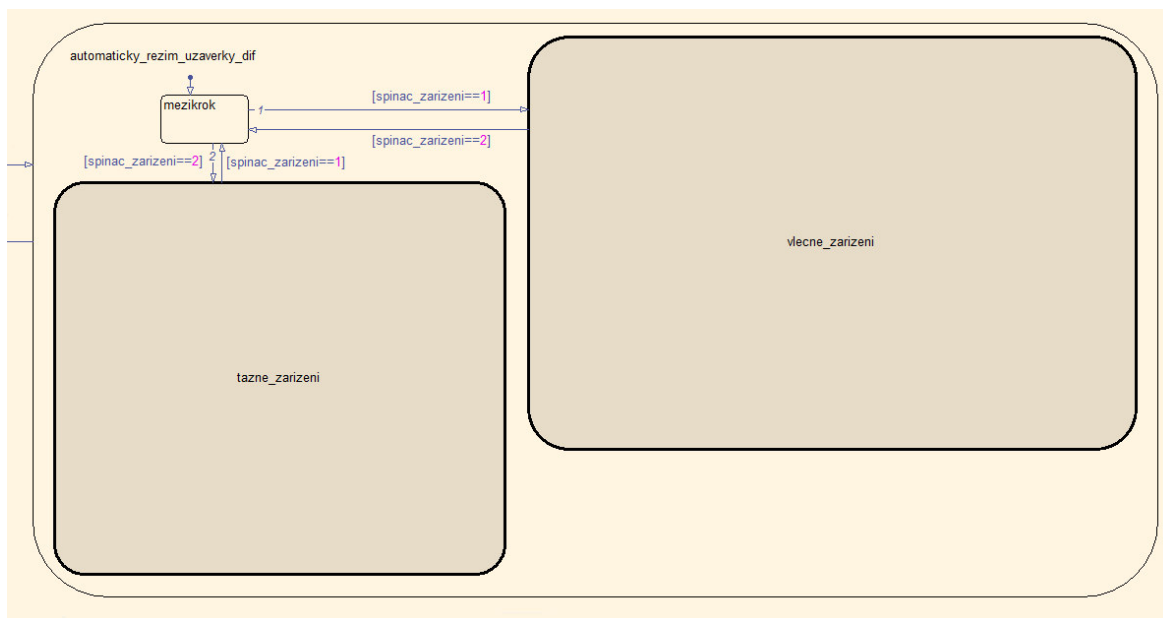
Proto ve chvíli, kdy se úhel řízení přední nápravy zvětší nad určitou hodnotu, uzávěrka diferenciál odemkne. Ve chvíli, kdyby se tak nestalo, došlo by ke smýkání, prokluzu a ke zhoršení ovládání traktoru. Po průjezdu traktoru souvrátí a natočení kol zpět je diferenciál opět uzamknut.

Úhel natočení přední nápravy je k algoritmu přiveden na vstupní port *uhel*.



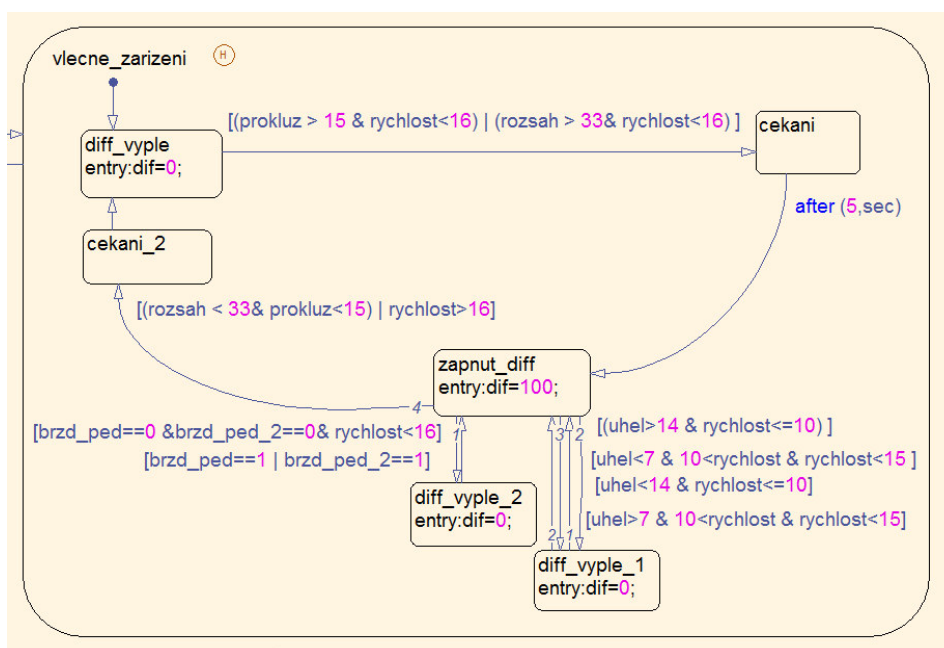
7.3 FUNKCE V AUTOMATICKÉM REŽIMU

V automatickém režimu může systém přejít do dvou různých nastavení podle nářadí za traktorem. Je zřejmé, že je potřeba, aby se traktor choval jinak ve chvíli, kdy má za sebou pluh, než ve chvíli, kdy jede po silnici.



Obr. 7.4 Automatický režim uzávěrky diferenciálu [17]

7.3.1 VLEČNÉ ZAŘÍZENÍ



Obr. 7.5 Algoritmus uzávěrky diferenciálu v režimu připojení vlečného zařízení [17]

**SEPNUTÍ, ZNOVUSEPNUTÍ**

K sepnutí nebo znovusepnutí dojde, pokud je rychlost traktoru nižší než 16 km/hod.

Dále se diferenciál zamkne, pokud:

- prokluz kol přesáhne 15 %
- tažné zařízení je sníženo pod vrchní třetinu rozsahu

Diferenciál se znovu zamkne, pokud:

- ani jeden z pedálů není sešlápnutý
- úhel zatáčení je menší než 14° a rychlost traktoru je nižší než 10 km/hod
- úhel zatáčení je menší než 7° a rychlost traktoru se pohybuje mezi 10-15 km/hod

Diferenciál zůstane zamknutý, pokud prokluz přesáhne 15 % i poté, co je zvednuto tažné zařízení.

VYPNUTÍ

Diferenciál se odemkne, pokud:

- tažné zařízení dosáhne vrchní třetiny rozsahu
- rychlost traktoru přesáhne 16 km/hod
- jeden nebo oba brzdové pedály jsou sešlápnuté
- úhel zatáčení je větší než 14° a rychlost traktoru je nižší než 10 km/hod
- úhel zatáčení je větší než 7° a rychlost traktoru se pohybuje mezi 10-15 km/hod

Pokud se rychlost traktoru sníží pod 16 km/hod, diferenciál se opět nezamkne.

7.3.2 TAŽNÉ ZAŘÍZENÍ

Schéma algoritmu při připojení tažného zařízení viz obr. 7.6.

SEPNUTÍ, ZNOVUSEPNNUTÍ

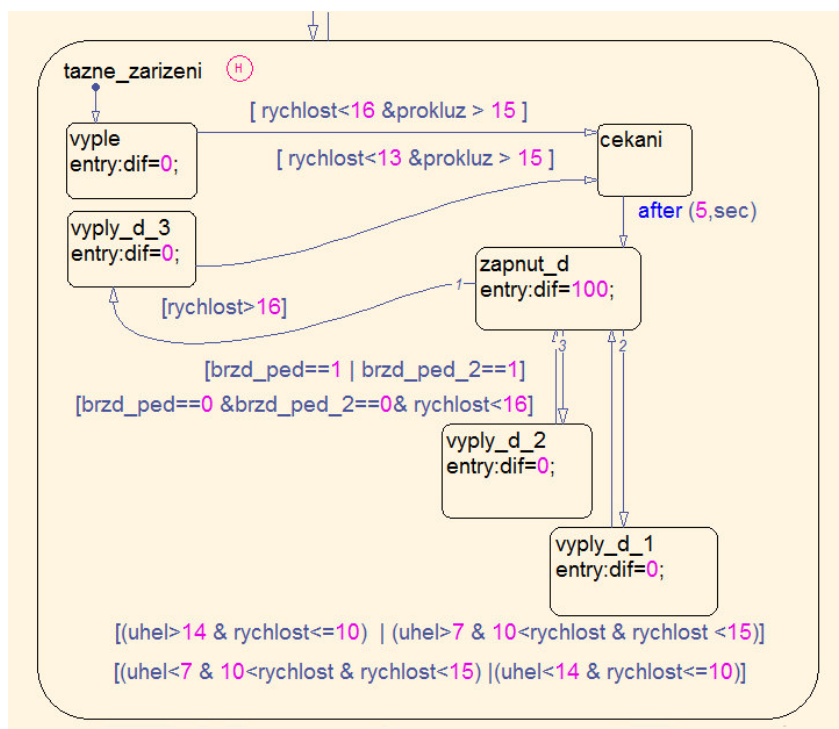
Diferenciál se sepne nebo znovu sepne při rychlostech nižších než 16 km/hod.

Diferenciál se zamkne, pokud:

- prokluz je větší než 15 %

Diferenciál se znovu zamkne, pokud:

- ani jeden brzdový pedál není sešlápnut
- úhel zatáčení je menší než 14° a rychlost traktoru je nižší než 10 km/hod
- úhel zatáčení je menší než 7° a rychlost traktoru se pohybuje mezi 10-15 km/hod
- rychlost se sníží pod 13 km/hod, pokud předtím byla rychlost vyšší než 16 km/hod



Obr. 7.6 Algoritmus uzávěrky diferenciálu v režimu připojení tažného zařízení [17]

VYPNUTÍ

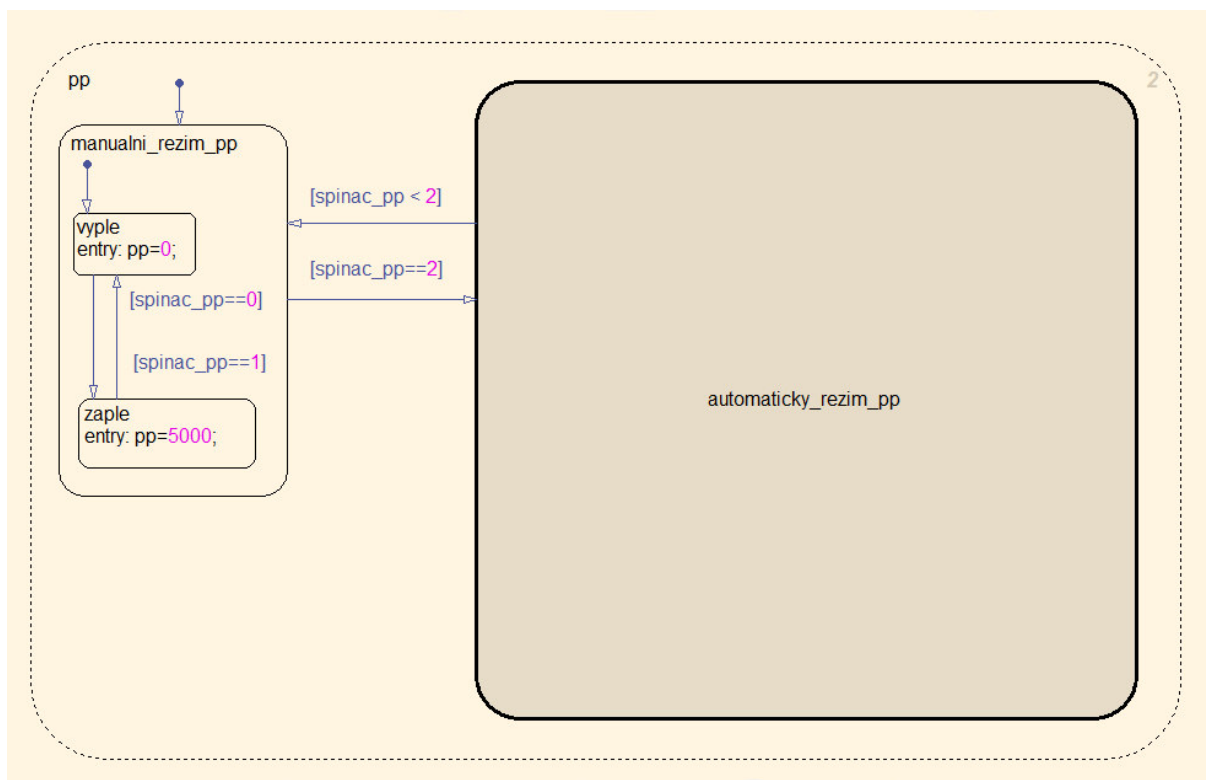
Diferenciál se odemkne, pokud:

- rychlost traktoru přesáhne 16 km/hod
- jeden nebo oba brzdové pedály jsou sešlápnuté
- úhel zatáčení je větší než 14° a rychlost traktoru je nižší než 10 km/hod
- úhel zatáčení je větší než 7° a rychlost traktoru se pohybuje mezi 10-15 km/hod



8 ALGORITMUS PŘIPOJENÍ PŘEDNÍHO POHONU

Algoritmus připojení předního pohonu byl rovněž naprogramován v prostředí Simulink a Stateflow. Připojení předního pohonu je ovlivněno stejnými vstupními veličinami, ale v programu se simulace děje paralelně se simulací uzávěrky diferenciálu.



Obr. 8.1 Zjednodušený model připojení předního pohonu [17]

Připojení předního pohonu může nastat ve dvou režimech (viz tab. 8.1), podrobnější popsání je v podkapitole 8.3.

Režim, v kterém algoritmus bude pracovat, je určen tlačítkem se třemi polohami – manuální, automatická a střední (nulová). Signál z tlačítka je přiveden k algoritmu na vstupní port *spinac_pp*.



Tab. 8.1 Provozní nastavení připojení předního pohonu

Manuální režim	Automatický režim
Přední pohon je zapnut do okamžiku:	Předního pohonu se zapne ve chvíli, kdy:
- opětovného stisku tlačítka	- prokluz přesáhne 15 % - oba brzdové pedály jsou sešlápnuty
	Dočasné vypnutí nastane, pokud:
	- nastane sešlápnutí jednoho z brzdových pedálů - úhel zatačení se zvýší nad hodnotu 7° při rychlosti traktoru nižší než 10km/hod - úhel zatačení se zvýší nad hodnotu 14° při rychlosti mezi 10-15 km/hod

8.1 MANUÁLNÍ REŽIM

Manuální režim je zapnut obsluhou traktoru příslušným spínačem a jeho vypnutí nastane přesunutím spínače do střední (nulové) polohy.

V algoritmu je pro manuální připojení předního pohonu na vstupním portu *spinac_pp* hodnota 1.

8.2 AUTOMATICKÝ REŽIM

Pro funkci v automatickém režimu je nutné mít zapnutý spínač v příslušné poloze, pro jeho vypnutí je třeba posunout spínač do střední polohy.

Automatický režim je v algoritmu dán hodnotou 2 na vstupním portu *spinac_pp*.

Ve chvíli, kdy je přepínač přepnutý v automatickém režimu, je zapnutí nebo vypnutí pohonu předních kol dáno nářadím připojeným za traktorem. Tuto informaci algoritmus opět dostává ze vstupního portu *spinac_zarizeni*, stejně jako pro uzávěrku diferenciálu. Pro nářadí vlečené je na portu signál s hodnotou 1, pro nářadí nesené signál s hodnotou 2.

Dál je automatický režim řízen polohou tažného zařízení, rychlostí, úhlem řízení traktoru, polohou brzd, prokluzu kol a dle použití uzávěrky diferenciálu.

Přední pohon se zapíná dříve než uzávěrka diferenciálu. Připojení předního pohonu zlepší trakční vlastnosti. Diferenciál se připojí až ve chvíli, kdy ztráta adheze trvá i po připojení předního pohonu.



8.2.1 PROKLUZ KOL

Pohon předních kol se sepne, pokud prokluz přesáhne 15 %. Pohon je ovládán prokluzem v případě, že je vybaven senzorem reálné rychlosti vůči terénu.

Hodnota prokluzu je v algoritmu přivedena na vstupní port *prokluz*.

Prokluzem vznikají ztráty přenášeného výkonu. Čím větší je síla přenášená pojezdovým ústrojím, tím větší je prokluz, který vznikne. Nulový prokluz má traktor teoreticky v situaci, kdy kola nepřenášejí žádnou sílu. Ale i v této chvíli přenáší pojezdové ústrojí výkon pro překonání valivých odporů, čímž vzniká určitý prokluz. Tedy určité ztráty výkonu vznikají u traktorů i při nulové tahové síle. Výkon ztracený prokluzem je přímo úměrný prokluzu.

Prokluz δ [-] lze vyjádřit například jako poměr drah [2]:

$$\delta = \frac{l_0 - l}{l_0} = 1 - \frac{l}{l_0}, \quad (17)$$

kde l [m] je dráha zatíženého kola a l_0 [m] je dráha kola nezatíženého.

Nebo lze prokluz vyjádřit pomocí otáček kol.

Pro ujetí dráhy s [m] se musí nezatížené kolo otočit n_0 [-] počtem otáček [2]:

$$s = \frac{2\pi}{\varphi} \cdot l_0 \cdot n_0. \quad (18)$$

Pokud bude kolo zatížené (prokluzující), otočí se toto kolo na stejné dráze s počtem otáček n [-] [2]:

$$s = \frac{2\pi}{\varphi} \cdot l \cdot n \quad (19)$$

a platí $n > n_0$.

Porovnáním a dosazením obou výrazů získáme vztah [2]:

$$\delta = 1 - \frac{n_0}{n}. \quad (20)$$

Prokluz se také určuje pomocí rychlosti [2]:

$$\delta = 1 - \frac{v}{v_{teor}}, \quad (21)$$

kde v [ms^{-1}] je rychlost skutečná a v_{teor} [ms^{-1}] rychlost teoretická [2]:

$$v_{teor} = r_d \cdot \omega_h. \quad (22)$$

r_d [m] vyjadřuje dynamický poloměr kola a ω_h [s^{-1}] úhlovou rychlost hnacích kol.



Skutečnou rychlost traktor získává díky senzoru reálné rychlosti.

Zapojením předního pohonu se prokluz sníží. [2]

8.2.2 ÚHEL ŘÍZENÍ

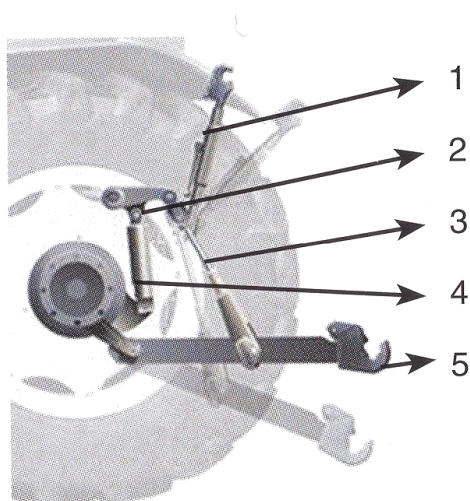
Pro zamezení zbytečného prokluzování kol a snížení namáhání vnitřních převodů se při překročení určitého úhlu natočení přední nápravy vypíná i pohon předních kol.

Ve chvíli, kdy se úhel řízení přední nápravy zvětší nad určitou hodnotu, systém přední pohon odpojí. Po průjezdu traktoru úvratí a natočení kol zpět je přední pohon znovu připojen.

Hodnota úhlu řízení je přivedena k algoritmu na vstupní port *uhel*.

8.2.3 TŘÍBODOVÝ ZÁVĚS

Přední pohon se sepne, pokud tažné zařízení dosáhlo vrchní třetiny rozsahu.



- 1- horní táhlo
- 2- ramena zvedacího ústrojí
- 3- zvedací táhla
- 4- přímočarý hydromotor (zvedací táhla)
- 5- dolní táhla

Obr. 8.2 Tříbodový závěs traktorů [2]

Sepnutí předního pohonu souvisí s využitím hnací síly. Například ve chvíli, kdy je při orbě za traktorem připojen pluh, je zatížení hnacích náprav i hnacích kol rozdílné. To má velký vliv nejen na zhutňování půdy, ale i na záběr hnacích kol.

Pro využití předního pohonu je třeba, aby přední pohon byl dostatečně zatížen a nebyl tedy odlehčován. To zajišťuje nejen správné nastavení tříbodového závěsu, ale i správné rozložení přídatných závaží a posunutí těžiště traktoru blíže k přední nápravě. [2]

Tříbodový závěs je v algoritmu určen vstupním portem *spinac_zarizeni*, kde je určeno, zda je za traktorem připojeno vlečné (hodnota 1), nebo tažné zařízení (hodnota 2). Dále je určen vstupním portem *rozsah*, kde se načítá poloha vlečného zařízení.



8.2.4 POLOHA BRZD

Pohon předních kol se sepne, pokud jsou oba brzdové pedály sešlápnuty.

Polohy brzd jsou k algoritmu přivedeny na vstupní porty *brzd_ped* a *brzd_ped_2*.

Pohybová energie jedoucího vozidla závisí na jeho hmotnosti a rychlosti. Rovnici kinetické energie lze vyjádřit vztahem [2]:

$$E_k = \frac{m \cdot v_v^2}{2}, \quad (23)$$

kde E_k [J] je kinetická energie vozidla, m [kg] hmotnost vozidla, v_v [ms^{-1}] pojezdová rychlost vozidla.

Ve chvíli, kdy traktor začne brzdit, vzniká setrvačná síla F_a [N], která se rovná brzdné síle F_b [N] na obvodu kola [2]:

$$F_a = m \cdot a_z = F_b, \quad (24)$$

kde a_z [ms^{-2}] je zpomalení brzděného vozidla.

Maximální brzdnu sílu lze určit ze vztahu [2]:

$$F_b = m \cdot g \cdot \mu_z, \quad (25)$$

kde g [ms^{-2}] je tíhovém zrychlení a μ_z [-] součinitel záběru (závislý na povrchu a pneumatikách).

Pro zastavení vozidla je třeba, aby se kinetická energie rovnala práci brzdné síly vykonané na brzdné dráze s_b [m] [2]:

$$E_k = F_b \cdot s_b. \quad (26)$$

Po úpravě a dosazení lze získat vztah pro brzdnu dráhu [2]:

$$s_b = \frac{v_v^2}{2 \cdot g \cdot \mu_z}. \quad (27)$$

Tento vztah platí, pokud jsou bržděna všechna kola stejným účinkem.

Pokud bude bržděna pouze jedna náprava, bude brzdna síla závislá na hmotnosti připadající na tuto nápravu m_1 [kg]. V tu chvíli bude vztah pro brzdnu dráhu [2]:

$$s_b = \frac{v_v^2}{2 \cdot g \cdot \mu_z} \cdot \frac{m}{m_1}. \quad (28)$$

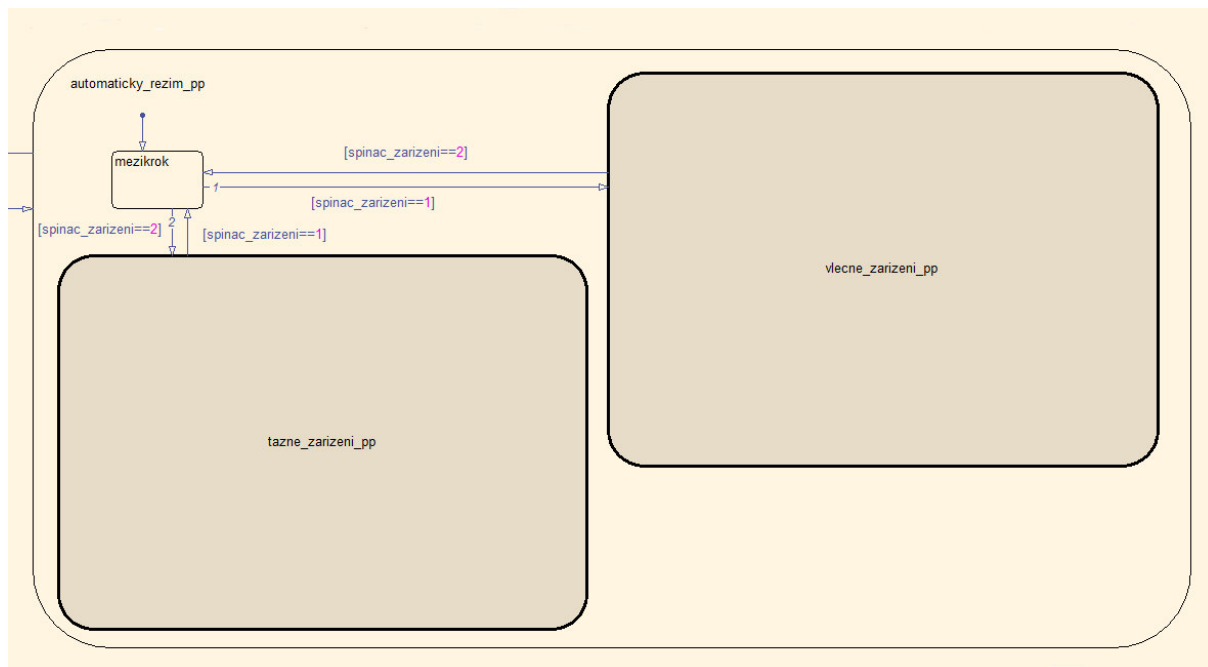
Jelikož poměr $\frac{m}{m_1} > 1$, bude brzdna dráha delší. [2]

Z rovnic tedy vyplývá, že pokud vozidlo brzdí oběma nápravami, je brzdna dráha kratší - lepší brzdny účinek. Proto se pro zvýšení účinnosti použití provozních brzd zapojuje přední pohon.



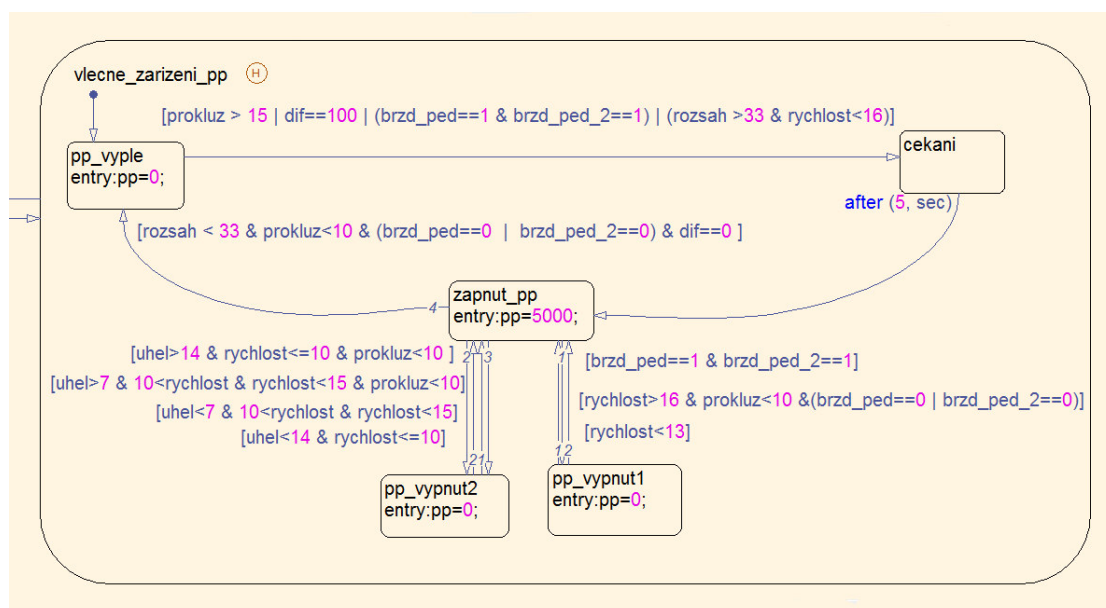
8.3 FUNKCE V AUTOMATICKÉM REŽIMU

Podobně jako u uzávěrky diferenciálu i připojení předního pohonu je rozdílné podle nářadí připojeného za traktorem.



Obr. 8.3 Automatické režimy připojení předního pohonu [17]

8.3.1 VLEČNÉ ZAŘÍZENÍ



Obr. 8.4 Algoritmus připojení předního pohonu v režimu připojení vlečného zařízení [17]



SEPNUTÍ, ZNOVUSEPNUTÍ

Pohon předních kol se sepne, pokud:

- tažné zařízení je sníženo pod vrchní třetinu rozsahu
- oba brzdové pedály jsou sešlápnuty
- prokluz kol přesáhne 15 %
- je diferenciál zamčen

Pohon předních kol se znovu zamkne, pokud:

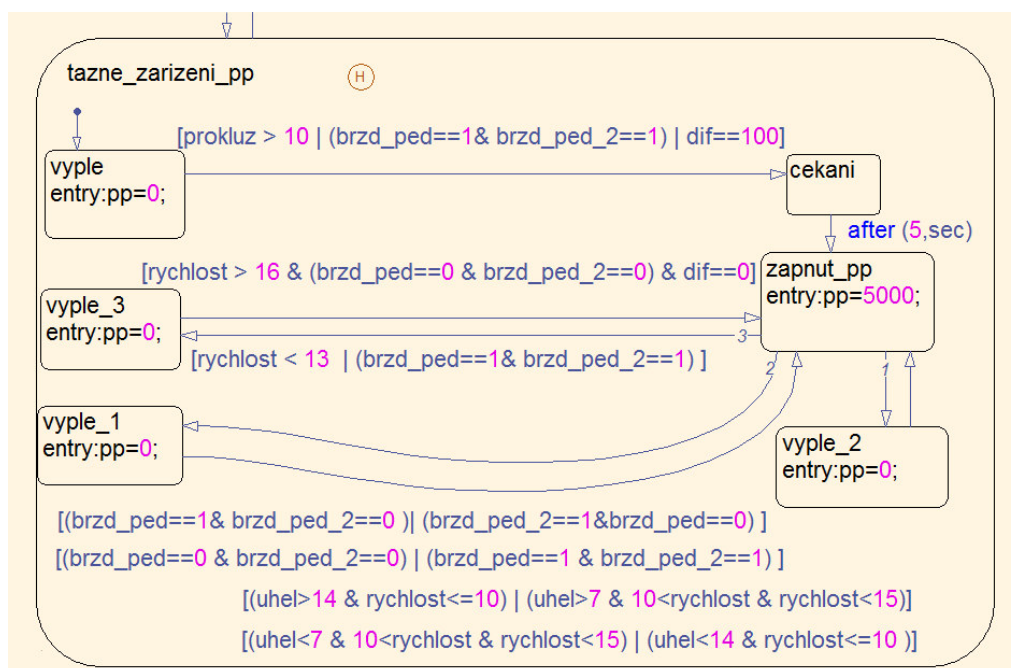
- je rychlost snížena pod 13 km/hod poté, co byla větší než 16 km/hod
- úhel zatačení je menší než 14° a rychlost traktoru je nižší než 10 km/hod
- úhel zatačení je menší než 7° a rychlost traktoru se pohybuje mezi 10-15 km/hod

VYPNUTÍ

Pohon předních kol se vypne ve chvíli, kdy je prokluz nižší než 10 %, pokud:

- tažné zařízení dosáhne vrchní třetiny rozsahu
- rychlost traktoru přesáhne 16 km/hod
- úhel zatačení je větší než 14° a rychlost traktoru je nižší než 10 km/hod
- úhel zatačení je větší než 7° a rychlost traktoru se pohybuje mezi 10-15 km/hod

8.3.2 TAŽNÉ ZAŘÍZENÍ



Obr. 8.5 Algoritmus připojení předního pohonu v režimu připojení tažného zařízení [17]

**SEPNUTÍ, ZNOVUSEPNUTÍ**

Přední pohon se sepne, pokud:

- prokluz přesáhne 10 %
- oba pedály jsou sešlápnuty
- diferenciál je zamknutý

Přední pohon se znovu sepne, pokud:

- jsou obě brzdy nesešlápnuty
- rychlost traktoru je snížena pod 13 km/hod, pokud byla před tím rychlost vyšší než 16 km/hod
- úhel zatáčení je menší než 14° a rychlost traktoru je nižší než 10 km/hod
- úhel zatáčení je menší než 7° a rychlost traktoru se pohybuje mezi 10-15 km/hod

VYPNUTÍ

Přední pohon se vypne, pokud:

- rychlost traktoru přesáhne 16 km/hod
- úhel zatáčení je větší než 14° a rychlost traktoru je nižší než 10 km/hod
- úhel zatáčení je větší než 7° a rychlost traktoru se pohybuje mezi 10-15 km/hod
- jeden z brzdových pedálů je sešlápnutý



9 PŘIPOJENÍ K MODELU TRAKTORU

Pro vyzkoušení simulace byl program připojen k modelu traktoru vytvořeného v prostředí Simulinku.

Oba výstupy z modelu uzávěrky ve Stateflow, tedy připojení předního pohonu a zapojení uzávěrek diferenciálů, jsou připojeny k modelu traktoru. Zde ovládají příslušné spojky.

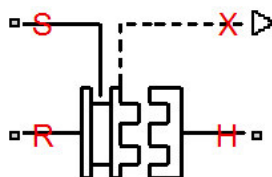
Přední pohon je připojen k lamelové spojce, která připojuje přední pohon.



Disk Friction Clutch

Obr. 9.1 Lamelová spojka v Simulinku [17]

Uzávěrky diferenciálů (předního i zadního) jsou simulovány jako zubové spojky, tedy výstup ze Stateflow je přiveden na ně.



Dog Clutch

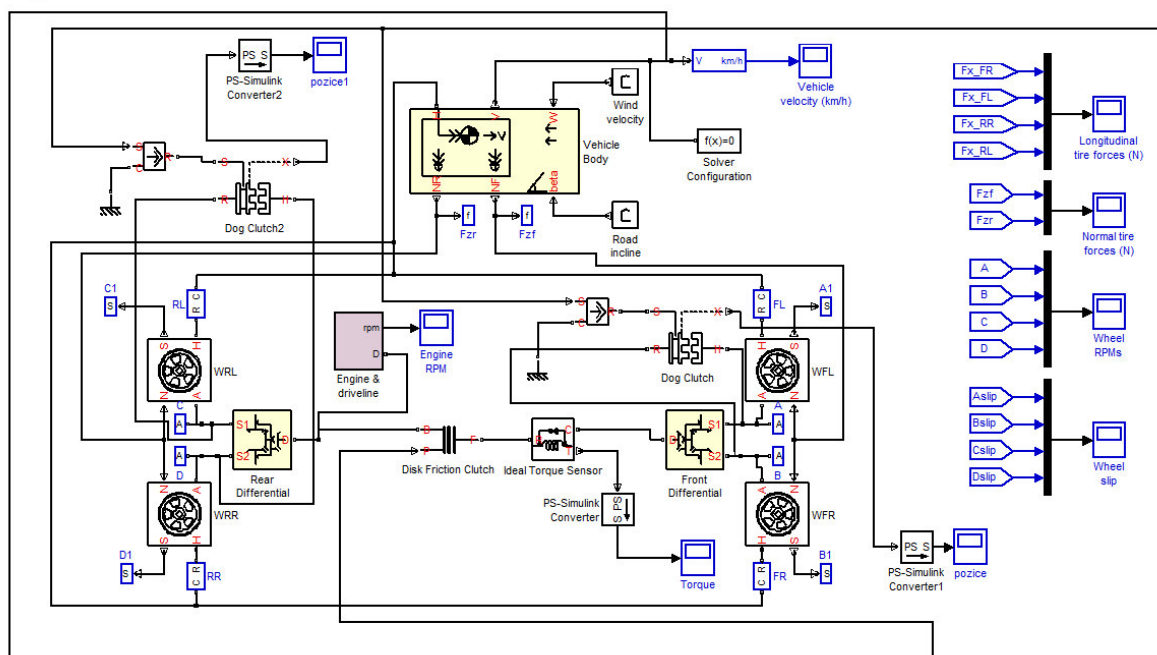
Obr. 9.2 Zubová spojka v Simulinku [17]



9.1 MODEL TRAKTORU

Model traktoru je vytvořen v programu Simulink.

Model simuluje vozidlo s pohonem všech čtyř kol. Na začátku simulace je vozidlo v klidu na rovině. Poté začne postupně mírně zrychlovat.

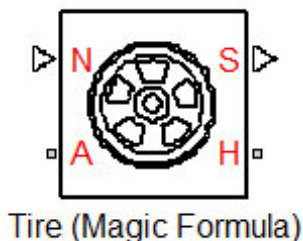


Obr. 9.3 Model traktoru s pohonem čtyř kol [17]

9.1.1 MODEL PNEUMATIK

Správný model pneumatiky je nezbytnou součástí modelu. Síly, které vznikají mezi pneumatikou a vozovkou mají velký vliv na pohybující se vozidlo.

Modely pneumatik byly zvoleny *Tire (Magic Formula)*. U tohoto typu lze zahrnout účinky setrvačnosti, tuhosti a tlumení. Pro simulaci jsou jednotlivým kolům dány jiné parametry tření, aby bylo dosaženo prokluzu.



Obr. 9.4 Funkční blok pneumatiky [17]

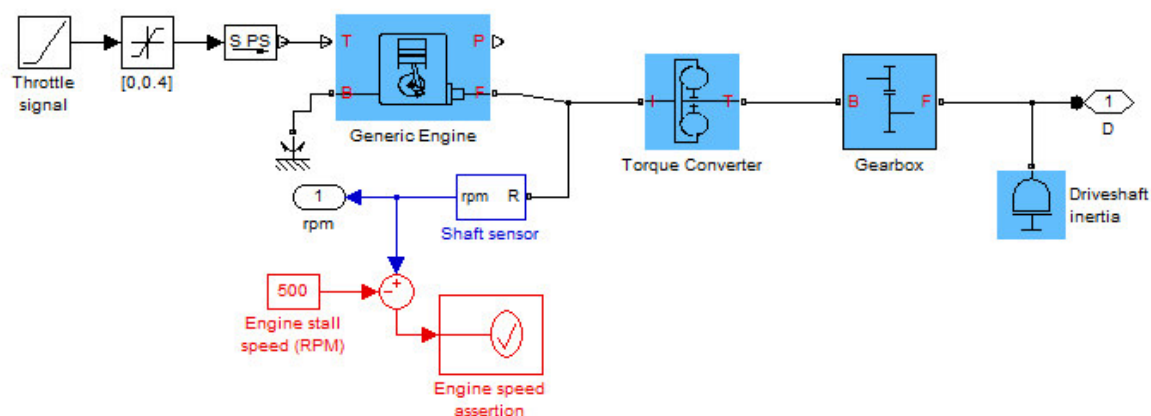


Přední pneumatiky byly zvoleny 540/65 R 30.

Zadní pneumatiky 650/65 R 42.

9.1.2 MOTOR A HNACÍ ÚSTROJÍ

Hnací ústrojí je tvořeno signálem plynu (*Throttle signal*), motorem (*Generic Engine*) a převodovkou (*Gearbox*).



Obr. 9.5 Funkční schéma motoru a hnacího ústrojí [17]

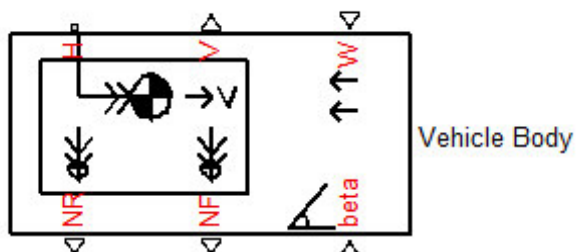
Tab. 9.1 Parametry motoru [14]

Typ motoru	diesel	
Maximální výkon	187	kW
Otáčky při maximálním výkonu	1950	rpm
Maximální otáčky	2200	rpm
Kritické otáčky	500	rpm



9.1.3 KAROSERIE VOZIDLA

Karoserii traktoru reprezentuje funkční blok *Vehicle Body*. Tento blok představuje karoserii dvounápravového vozu. Umožňuje zahrnout hmotnost vozu, aerodynamický odpor, stoupání silnice, profil silnice a rozložení hmotnosti mezi nápravami.



Obr. 9.6 Funkční blok *Vehicle Body* [17]

Tab. 9.2 Parametry karoserie [14]

Hmotnost vozidla	9055	kg
Počet kol na nápravu	2	-
Horizontální vzdálenost těžiště od přední nápravy	1,217	m
Horizontální vzdálenost těžiště od zadní nápravy	1,663	m
Vzdálenost těžiště nad zemí	1,2	m
Přední plocha	3,84	m ²
Součinitel odporu vzduchu	0,9	-
Počáteční rychlost	0	m/s



9.2 IMPLEMENTACE ALGORITMU K MODELU TRAKTORU

Důležitým faktorem byla velikost signálu jdoucího ze Stateflow. Proto, aby spojky fungovaly tak jak mají, bylo nutno zajistit vhodnou sílu přitlaku, ta byla zjištěna experimentálně. Velikost signálu vystupujícího z portu *dif* je 100 a z portu *pp* 5000.

Při připojování bylo dále nutné vyřešit následující problémy: převedení výstupního signálu, převedení signálů z modelu traktoru, simulace úhlu řízení a polohy závěsu.

9.2.1 PŘEVEDENÍ VÝSTUPNÍHO SIGNÁLU

Před spojením algoritmu ke spojkám bylo třeba bezjednotkový signál ze Stateflow převést na signál fyzikální. K tomu je určen tzv. *Simulink-PS Converter*.



Obr. 9.7 Converter [17]

Z portu *dif*, který vede z algoritmu Stateflow k zubovým spojkám ovládající uzávěrky diferenciálů, se signál převádí na fyzikální veličinu síly [N].

Signál vedoucí z portu *pp* (ovládající připojení předního pohonu) je signál pouze převeden na signál fyzikální bez konkrétní jednotky.

9.2.2 SIGNÁLY Z MODELU TRAKTORU

Signály, které je potřeba vzít z modelu jedoucího traktoru, jsou aktuální rychlost a prokluz.

Oba signály bylo potřeba spojit se vstupy do Stateflow algoritmu přes funkční blok *Memory*. Ten zajišťuje zpoždění integračního kroku a tím sjednocení s integračním krokem algoritmu ve Stateflow.

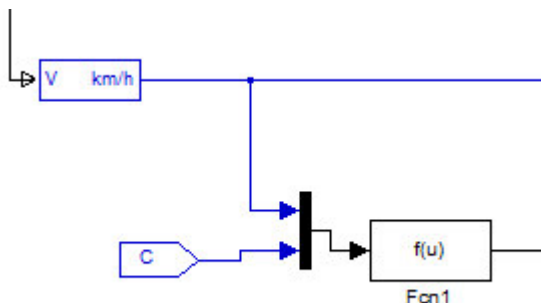


Obr. 9.8 Funkční blok Memory [17]



PROKLUZ

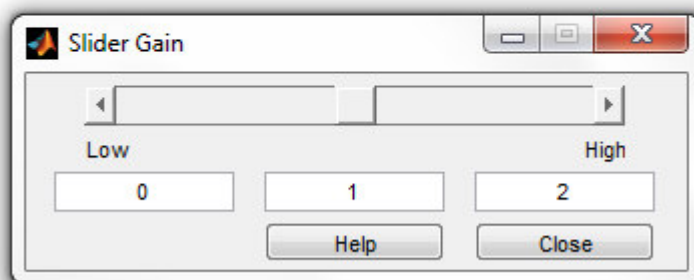
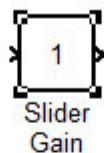
Pro zjištění prokluzu je třeba znát aktuální rychlost, ta je známá přímo z modelu traktoru a otáčky kola. Poté je díky funkčnímu bloku *Fcn* vypočten prokluz ze vztahu (21).



Obr. 9.9 Schéma výpočtu prokluzu [17]

9.2.3 ÚHEL ŘÍZENÍ A POLOHA ZÁVĚSU

Pro simulaci natočení předních kol a polohy závěsu byl použit funkční blok *Slider Gain*. Ten umožňuje plynule měnit přiváděnou hodnotu.



Obr. 9.10 Funkční blok *Slider Gain* [17]

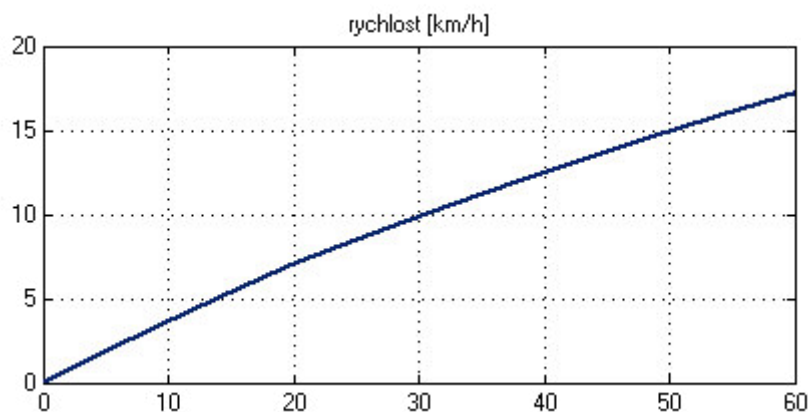


9.3 SIMULACE

Simulace pro zdokumentování proběhla v čase 60 sekund při pevném kroku vzorkování 0,01 s. Prokluz kol byl nastaven na levém zadním a pravém předním kole změnou *Magic Formula D coefficientu* v bloku pneumatiky.

Simulace proběhla v automatickém režimu pro připojení předního pohonu i uzávěrek diferenciálů a v režimu připojení vlečného zařízení za traktorem.

Průběh rychlosti během simulace je patrný z grafu 9.1.

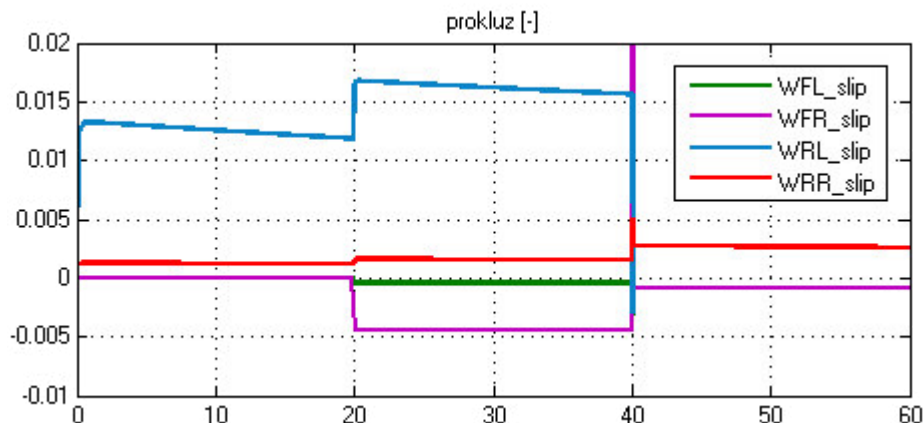


Graf 9.1 Průběh rychlosti během simulace – graf ze Stateflow [17]

9.3.1 GRAFY ZE SIMULACE

Funkčnost programu je zřetelná z grafů rychlosti otáček kol a prokluzu kol. Při 20 sekundách byl připojen přední pohon a při 40 sekundách byly zapojeny obě uzávěrky diferenciálů.

PROKLUZ



Graf 9.2 Průběh prokluzu kol během simulace – graf ze Stateflow [17]



V grafu 9.2 je zobrazena závislost prokluzu na čase. Lze vidět, že při 20 sekundách byl připojen přední pohon a při 40 sekundách byly připojeny uzávěrky diferenciálů.

OTÁČKY KOL

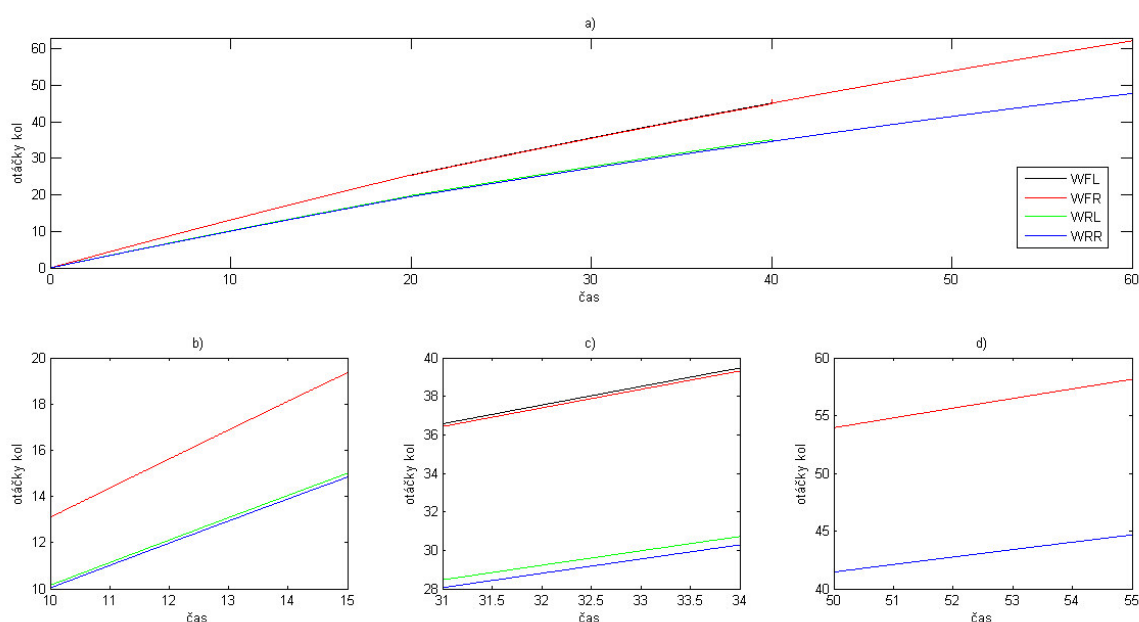
Průběh otáček kol během simulace je vidět na grafu 9.3. Graf otáček kol byl z důvodů lepší čitelnosti vygenerován přímo v prostředí MATLABu místo v prostředí Simulinku jako u předešlých grafů.

V prvním grafu 9.3 a) je celý průběh simulace. Na dalších grafech jsou v detailu její jednotlivé části.

Graf 9.3 b) zobrazuje část simulace bez zapojení předního pohonu i uzávěrek diferenciálu, zde lze vidět, že přední kola se otáčejí stejnými otáčkami, zatímco kola zadní se otáčejí každý jinými otáčkami.

Na grafu 9.3 c) je zobrazena chvíle se zapojením pouze předního pohonu, je na něm tedy vidět, že se každé kolo otáčí svými otáčkami.

Chvilu, kdy je zapojen přední pohon i obě uzávěrky diferenciálu, je zobrazena na grafu 9.3 d). Na tomto grafu lze vidět, že se přední kola otáčejí stejnými otáčkami stejně jako kola zadní.



Graf 9.3 Průběh otáček kol během simulace – grafy z MATLABu :

a) celý průběh, b) detail bez připojení předního pohonu a uzávěrky diferenciálu, c) detail chvíle se zapojením předního pohonu, d) detail s připojením předního pohonu i uzávěrky diferenciálu [17]



10 IMPLEMENTACE ALGORITMU

Další postup pro reálné využití vytvořeného algoritmu je skutečné ověření jeho funkčnosti a implementace do řídicí jednotky.

Implementace vytvořeného algoritmu by měla probíhat ve dvou fázích. První fází je testování správnosti nastavených parametrů algoritmu na fyzické počítačové platformě (např. Arduino) druhou přímá implementace do řídicí jednotky.

10.1 IMPLEMENTACE DO ARDUINA

Protože je potřeba, aby program byl schopen práce v reálném čase, je třeba ho vyzkoušet. K tomu slouží různé platformy. Jednou z nich je právě řídicí modul Arduino. Ten umožňuje zjistit správnou funkci programu.

Implementací do Arduino se propojí hardware (řídicí systém – Arduino) s matematickým modelem (řízený systém – vytvořený algoritmus).

Ze Simulinku se naimplementuje program do Arduino, včetně knihovny toolboxů. Arduino je pomocí USB kabelu připojeno k PC. Vstupy na Arduino pak mohou být řešeny pomocí programování, nebo reálnými fyzickými vstupy z příslušných vhodných snímačů.

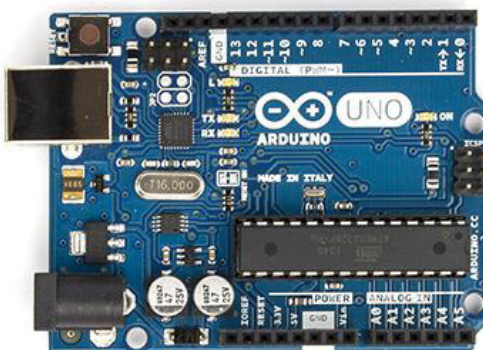
Pro snímání natočení předních kol by byl zvolen vhodný potenciometr, stejně tak pro polohu brzdových pedálů a polohu tříbodového závěsu.

Pro snímání rychlosti a prokluzu by bylo vhodné použít snímač GPS.

Pro zapnutí a vypnutí režimů se použijí reálné spínače.

Výstupem z Arduino by pak byl signál, který by ovládal připojení nebo odpojení uzávěrek diferenciálů a předního pohonu.

Po nastavení a odsimulování parametrů řídicího systému by poté byl simulační model nahrazen skutečnou řídicí jednotkou.



Obr. 10.1 Arduino Uno [15]



10.2 IMPLEMENTACE DO ŘÍDÍCÍ JEDNOTKY

Řídící jednotky zajišťují požadovanou regulaci funkce daných systémů. Regulaci zajišťují na základě použití elektronických prvků se zpětnou vazbou.

Elektronická řídící jednotka je obvykle členěna na tři části:

- vstupní obvody pro senzory, stavové členy a komunikační rozhraní
- vlastní procesorovou část obsahující algoritmy
- výstupní obvody pro akční členy, zobrazení a komunikační rozhraní

Komunikaci mezi různými řídícími jednotkami zajišťuje síť CAN-Bus (Controller Area Network Bus). Ta probíhá posíláním datových rámců (*Data Frames*).

Jelikož algoritmus uzávěrky ovládá v podstatě tři zařízení (připojení předního pohonu a obě uzávěrky diferenciálů) jsou nutné tři řídící jednotky. Řídící jednotky reagují na stejné informace a budou mezi sebou komunikovat pomocí sběrnice CAN-Bus.

Příslušná část algoritmu je nahrána v procesorové části řídící jednotky. Program je nahrán do mikroprocesoru řídící jednotky a v závislosti na komunikačním prostředí hardwaru budou použity případné další kompiláty pro propojení (např. pro propojení s řídící jednotkou Bosch). Zde k němu budou přivedeny i požadované signály z palubní sítě, na které reaguje.

Na vstupních obvodech řídící jednotky jsou přijaty požadavky z komunikační sítě, tj. např. poloha brzdového pedálu, úhel natočení přední nápravy atd. Tyto hodnoty jsou snímány příslušnými snímači (viz kapitola 5.3) a poslány do řídící jednotky přes CAN-Bus. V procesorové části dojde k určité filtraci a zpracování signálu, který následně vstupuje do algoritmu v mikroprocesoru. Výpočtem je pak určen stav uzávěrky (předního pohonu). Hodnoty jsou pak převedeny do výstupní části. Ta obsahuje ovládání výkonových členů, tj. spojky připojení předního pohonu nebo spojky uzávěrek diferenciálů.



Obr. 10.2 Elektronická řídící jednotka Bosch EDC7 [16]



ZÁVĚR

Práce řeší problematiku automatického ovládání připojení předního pohonu a uzávěrek diferenciálů pro zemědělský traktor, návrh příslušného algoritmu a jeho následnou implementaci. Pro vytvoření příslušného algoritmu pro ovládání byl zvolen program MATLAB Stateflow.

Oba algoritmy nacházející se v bloku *Chart* pracují paralelně. Jsou ovlivňovány příslušnými spínači, kterými lze nastavit režim, v jakém budou algoritmy pracovat, a vstupními veličinami (rychlostí, prokluzem, polohou tříbodového závěsu, polohou brzd), které ovlivňují spínání v režimu automatickém. Výstupy z algoritmu ovládají příslušné spojky.

Model traktoru, ke kterému jsou algoritmy vytvořené ve Stateflow připojeny, je vytvořen v prostředí MATLAB Simulink. Veličiny na výstupu, na kterých lze činnost ovládaných zařízení sledovat, jsou otáčky a prokluz kol.

V rámci práce byl řešen i návrh na další postup použití algoritmu. Implementace vytvořeného algoritmu do vozidla probíhá ve dvou fázích. Pro první fázi bylo navrženo testování na zkušební platformě Arduino. Na tuto platformu jsou ze senzorů přivedené potřebné informace. Platforma následně vyhodnotí výsledek.

Ve chvíli, kdy program bude fungovat bez problémů, bude moci být nahrán do příslušné řídicí jednotky. V případě potřeby budou muset být použity kompiláty na sjednocení programovacího jazyka. Poté je algoritmus nahrán do příslušných řídicích jednotek. Připojení předního pohonu má svoji řídicí jednotku, stejně jako přední a zadní uzávěrka diferenciálu.

Téma zpracované v práci je řešeno poprvé, proto některé části mají své nedostatky. V algoritmu není uspokojivě zachycena funkce kolébkových spínačů, které mají zapínat (vypínat) režimy uzávěrek a připojení předního pohonu. Další nepřesnou funkcí je rozpoznání režimů. V algoritmu je rozpoznání tažného nebo vlečného zařízení řešeno pomocí spínače. Reálný traktor získává informace z více čidel pomocí ISO-Bus. I z těchto důvodů nabízí práce prostor pro nové řešitele.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, F.: *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 312 s. ISBN 80-239-0025-0.
- [2] BAUER, F.: *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013, 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6
- [3] KIMLOVÁ, A. *Diferenciály sportovních vozů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 36 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Michal Janoušek.
- [4] VLK, F.: *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 371 s. ISBN 80-239-6463-1.
- [5] Citroen BX 1.9 GTi 16V Diferenciály. *Citroen BX 1.9 GTi 16V* [online]. 2011 [cit. 2015-04-14]. Dostupné z: <http://www.diopan.cz/citroenbx/diferencial.htm>
- [6] Diferenciál. *Zavolantom* [online]. 2010 [cit. 2015-04-14]. Dostupné z: <http://zavolantom.autovia.sk/2010/06/20/diferencial/>
- [7] Tractors New Holland T6. *New Holland* [online]. 2015 [cit. 2015-04-22]. Dostupné z: http://agriculture.newholland.com/us/en/Products/Agricultural-Tractors/T6/Pages/Axle_details.aspx
- [8] Traktor AgroTron X710 a X720. *Deutz-Fahr* [online]. [cit. 2015-04-21]. Dostupné z: <http://www.deutz-fahr.cz/agrotron-x710-x720.php#>
- [9] KARBAN, P.: *Výpočty a simulace v programech Matlab a Simulink*. Vyd. 1. Brno: Computer Press, 2006, 220 s. ISBN 80-251-1301-9.
- [10] ZAPLATÍLEK, K., DOŇAR, B.: *MATLAB: začínáme se signály*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2006, 271 s. ISBN 80-730-0200-0.
- [11] MATLAB. *HUMUSOFT* [online]. 1991-2015 [cit. 2015-04-13]. Dostupné z: <http://humusoft.cz/produkty/matlab/matlab/>
- [12] Simulink. *HUMUSOFT* [online]. 1991-2015 [cit. 2015-04-13]. Dostupné z: <http://humusoft.cz/produkty/matlab/simulink/>
- [13] Stateflow. *HUMUSOFT* [online]. 1991-2015 [cit. 2015-04-13]. Dostupné z: <http://humusoft.cz/produkty/matlab/aknihovny/stateflow/>
- [14] SUMMARY OF OECD TEST 2647–NEBRASKA SUMMARY 808 NEW HOLLAND T7.270 DIESEL CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION. *Nebraska Tractor Test Laboratory* [online]. 2002 [cit. 2015-05-22]. Dostupné z: http://tractortestlab.unl.edu/c/document_library/get_file?uuid=c5a5afe6-888f-4bd3-8ed8-8ff7041974b6&groupId=4805395&.pdf
- [15] Arduino – ArduinoBoardUno. *Arduino* [online]. 2015 [cit. 2015-05-23]. Dostupné z: <http://www.arduino.cc/en/Main/ArduinoBoardUno>



- [16] Bosch ECU EDC7 engine ecu. *Bosch authorized Distributor* [online]. 2014 [cit. 2015-05-23]. Dostupné z: http://www.boschtrade.com/news_ECU_ECM/news_ecu_100.html
- [17] Archiv autora



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[m]$	rozchod kol
a_z	$[ms^{-2}]$	zpomalení vozidla
E_k	$[J]$	kinetická energie
F	$[N]$	přítlačná síla
F_a	$[N]$	setrvačná síla
F_b	$[N]$	brzdná síla
F_l	$[N]$	síla na levém kole
F_p	$[N]$	síla na pravém kole
g	$[ms^{-2}]$	tíhové zrychlení
i	$[-]$	počet třecích ploch
k_v	$[-]$	rychlostní poměr
l	$[m]$	dráha ujetá zatíženým kolem
l_0	$[m]$	dráha ujetá nezatíženým kolem
m	$[kg]$	hmotnost vozu
m_1	$[kg]$	hmotnost připadající na brzděnou nápravu
M_l	$[Nm]$	točivý moment na levém kole
M_p	$[Nm]$	točivý moment na pravém kole
M_s	$[Nm]$	třecí moment spojky
M_t	$[Nm]$	točivý moment na skříní diferenciálu
M_{Tl}	$[Nm]$	třecí moment na levém kole
M_{Tp}	$[Nm]$	třecí moment na pravém kole
M_{Ts}	$[Nm]$	třecí moment na satelitu
n	$[-]$	počet otáček zatíženého kola
n_0	$[-]$	počet otáček nezatíženého kola
n_l	$[min^{-1}]$	otáčky levého kola
n_p	$[min^{-1}]$	otáčky pravého kola
n_t	$[min^{-1}]$	otáčky klece diferenciálu
R	$[m]$	poloměr opisující střed nápravy
r_d	$[m]$	dynamický poloměr
r_{dyn}	$[m]$	dynamický poloměr kol
r_{pl}	$[m]$	poloměr planetového kola
r_s	$[m]$	poloměr satelitu kola



r_{sp}	[m]	účinný poloměr spojky
s	[m]	ujetá dráha
s_b	[m]	brzdná dráha
v	[ms ⁻¹]	skutečná rychlost vozidla
v_l	[ms ⁻¹]	obvodová rychlost levého kola
v_p	[ms ⁻¹]	obvodová rychlost pravého kola
v_t	[ms ⁻¹]	rychlost středu nápravy
v_{t1}	[ms ⁻¹]	teoretická rychlost přední nápravy
v_{t2}	[ms ⁻¹]	teoretická rychlost zadní nápravy
v_{teor}	[ms ⁻¹]	rychlost teoretická
v_v	[ms ⁻¹]	pojezdová rychlost
δ	[-]	prokluz
δ_l	[-]	okamžitý prokluz na levém kole
δ_n	[-]	střední hodnota prokluzu
δ_p	[-]	okamžitý prokluz na pravém kole
μ	[-]	součinitel tření
μ_z	[-]	součinitel záběru
φ	[°]	úhel
ω_h	[s ⁻¹]	úhlová rychlost hnacích kol
ω_l	[s ⁻¹]	úhlová rychlost levého kola
ω_p	[s ⁻¹]	úhlová rychlost pravého kola
ω_t	[s ⁻¹]	úhlová rychlost skříně diferenciálu

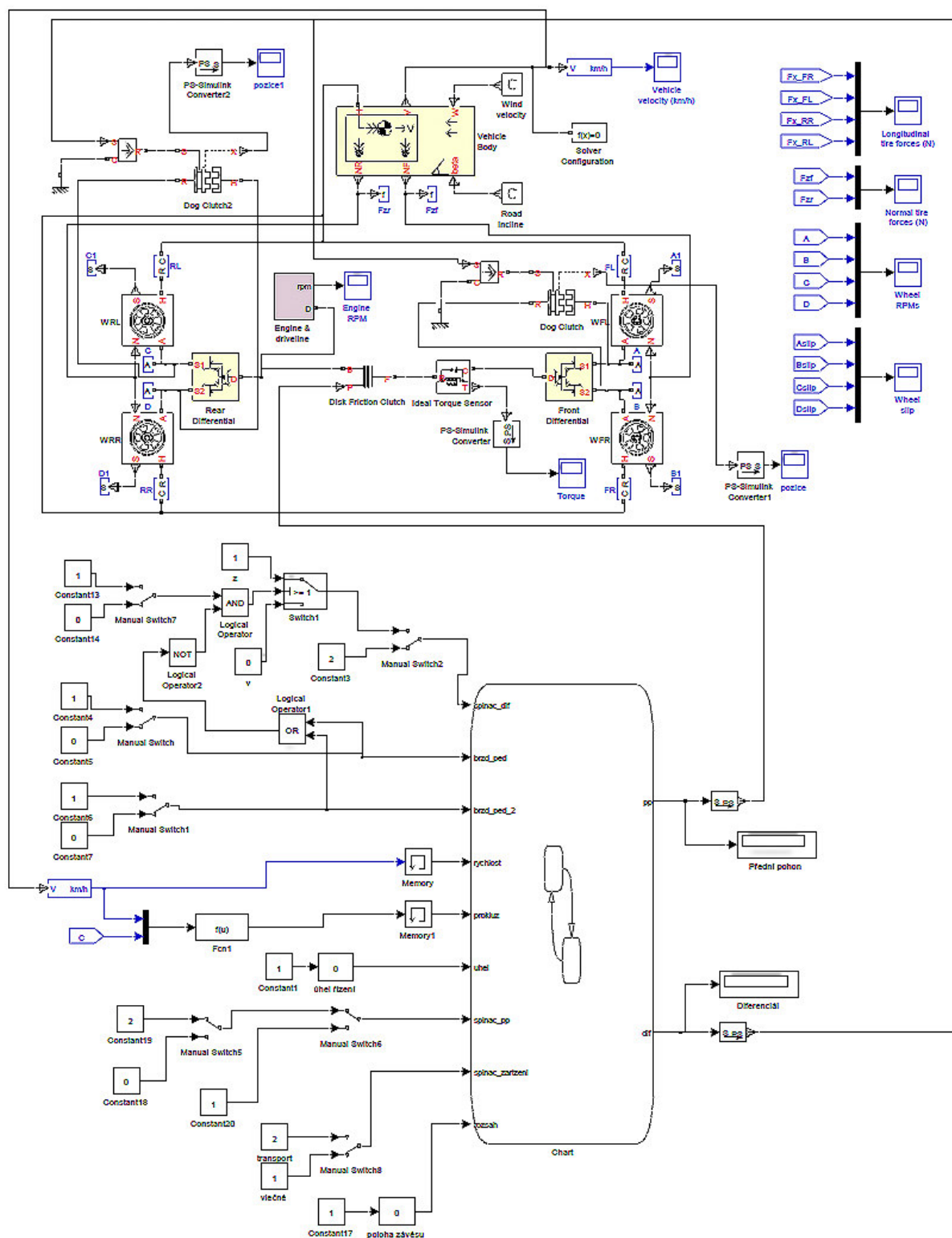


SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I.	Blokové schéma algoritmu s modelem traktoru v Simulinku	I
Příloha II.	Schéma celého algoritmu v bloku Chart	II
Příloha III.	Algoritmus a model traktoru v příloze na CD	



PŘÍLOHA I. BLOKOVÉ SCHÉMA ALGORITMU S MODELEM TRAKTORU V SIMULINKU



The figure displays state transition diagrams for the automaticity system, organized into two main sections: 'Automaticity system' (top) and 'Automaticity system' (bottom). Each section contains several state transition diagrams for different components: 'main', 'main', 'main', 'main', 'main', 'main', 'main', 'main', 'main', 'main'. Each diagram shows states as boxes with variables and transitions as arrows with conditions. The diagrams are interconnected, showing the flow of the system's operation.