



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Přehled a trendy ve vývoji nákladních vozidel s pohonem více náprav 6x6, 8x8

**Literature survey and trends in the development of all-wheel drive trucks 6x6,
8x8**

Bakalářská práce

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Studijní obor: bez oboru

Vedoucí práce: **doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová**

Pavel Průcha

Praha 2015

Abstrakt

Práce se zabývá konstrukčními řešeními nákladních automobilů s pohonem více náprav. První část se věnuje rozřazení a popisu různých typů řešení pohonu. Druhá část pojednává o návrhu celkových převodů nákladního vozidla. V poslední části je navrhováno dělení momentu mezi jednotlivé nápravy vozidla s pohonem 6x6.

Klíčová slova

pohon všech kol, nákladní automobil, 6x6, 8x8, hnací ústrojí

Abstract

The thesis is focused on the constructional solution of multi-wheel drive trucks. The first part classifies and describes the different types of multi-wheel drive. The second part deals with the design of overall gear ratio of trucks. The division of the torque between the individual axles of vehicles with 6x6 drives is designed in the last section.

Keywords

all-wheel drive, truck, 6x6, 8x8, powertrain

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Přehled a trendy ve vývoji nákladních vozidel s pohonem více náprav 6x6, 8x8“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Dr. Ing. Gabriely Achtenové s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 8. 6. 2015

Pavel Průcha

Poděkování

Děkuji doc. Dr. Ing. Gabriele Achtenové za odborné vedení mé bakalářské práce a mé rodině a přátelům za pomoc a podporu během studia.

Obsah

1	Úvod	8
2	Přehled konstrukčních řešení	9
2.1	Řešení se dvěma výstupními hřídeli z rozdělovací převodovky	9
2.1.1	6x6	9
2.1.2	8x8	12
2.2	Koncepce Tatra	13
2.3	Řešení se třemi výstupními hřídeli z rozdělovací převodovky	16
2.3.1	6x6	16
2.4	H-drive	18
2.4.1	6x6, 8x6	18
2.5	Další řešení	19
2.5.1	Zemědělské, lesní stroje a traktory	20
2.5.1.1	Traktory	20
2.5.1.2	Vozidla s pomocnou pohonnou jednotkou	21
2.5.2	Ostatní nalezená řešení	23
3	Návrh celkových převodů vozidla	27
3.1	Počáteční podmínky	27
3.2	Výpočet	28
3.2.1	Návrh 1. převodového stupně	28
3.2.2	Návrh minimálního celkového převodu	29
3.2.3	Rozsah a odstupňování převodových stupňů	29
3.2.4	Pilový diagram	30
4	Návrh dělení momentu mezi nápravy	31
5	Závěr	32
6	Použitá literatura	33

1 Úvod

Ne vždy a všude je možné dostat se po zpevněné vozovce a s ideálními jízdními podmínkami. O to větší je problém, jedná-li se o transport větších a těžších nákladů. Jde například o využití v průmyslu, ať už je to průmysl lesnický, těžební nebo stavební průmysl. Těmto podmínkám musí být přizpůsobeny stroje, nákladní vozidla, která se v těchto podmínkách pohybují.

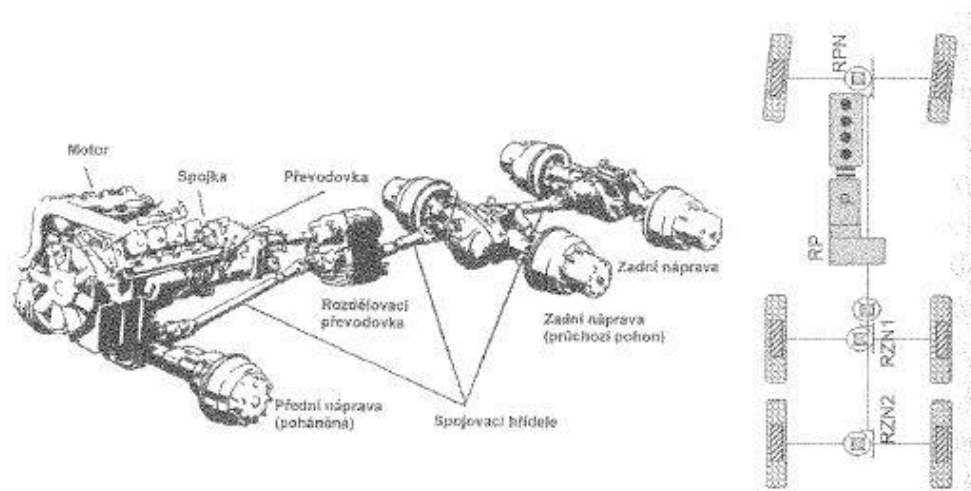
Tato práce pojednává především o tom, jak konstruktéři řešili problematiku rozvodu točivého momentu od motoru na kola. Jsou zde přiblížena a popsána řešení nákladních vozidel s pohonem více náprav používaná jak v minulosti, tak i v současnosti. Dále je zde prostor věnován návrhu celkových převodů vozidla a návrhu dělení hnacího momentu mezi nápravy.

2 Přehled konstrukčních řešení

2.1 Řešení se dvěma výstupními hřídeli z rozdělovací převodovky

2.1.1 6x6

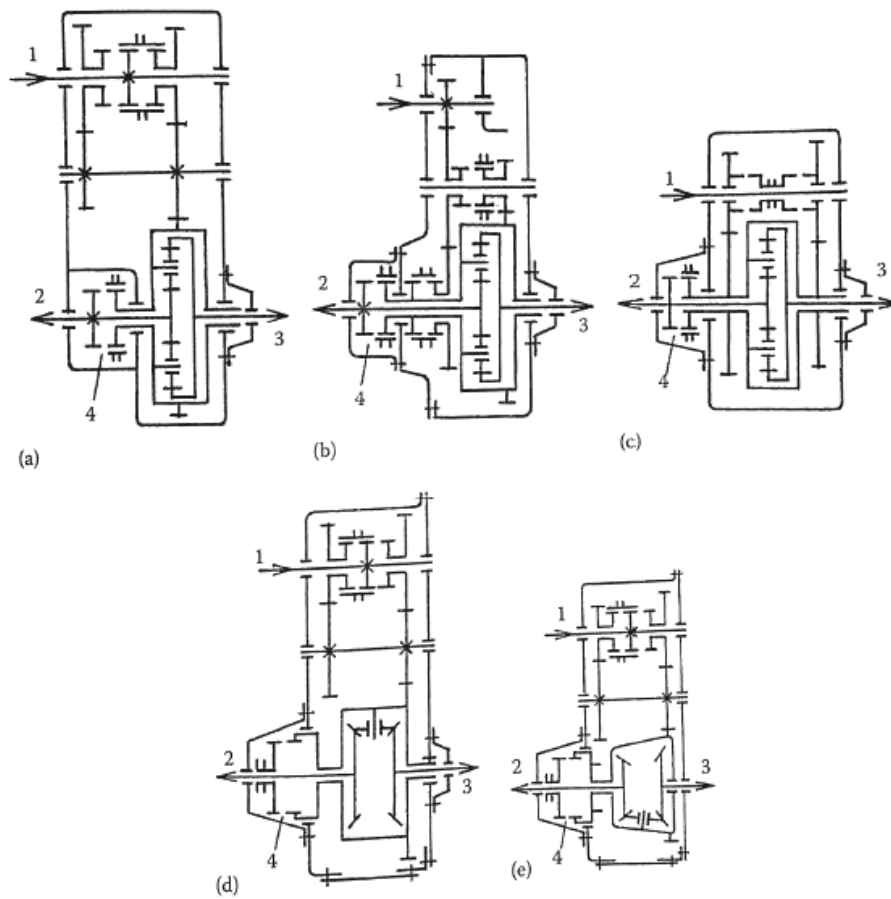
V současnosti velmi častým řešením pohonu více náprav u nákladních vozidel je řešení se dvěma výstupními hřídeli z rozdělovací převodovky.



Obrázek 1: Koncepte pohonu s jedním průběžným hřídelem [1]

Kroutící moment je veden přes hlavní převodovku do převodovky rozdělovací a zde je rozveden na přední nápravu a zadní tandemové nápravy. Přední pohon bývá zpravidla odpojitelný. Odpojitelnost pohonu přední nápravy může být realizována například zubovou spojkou.

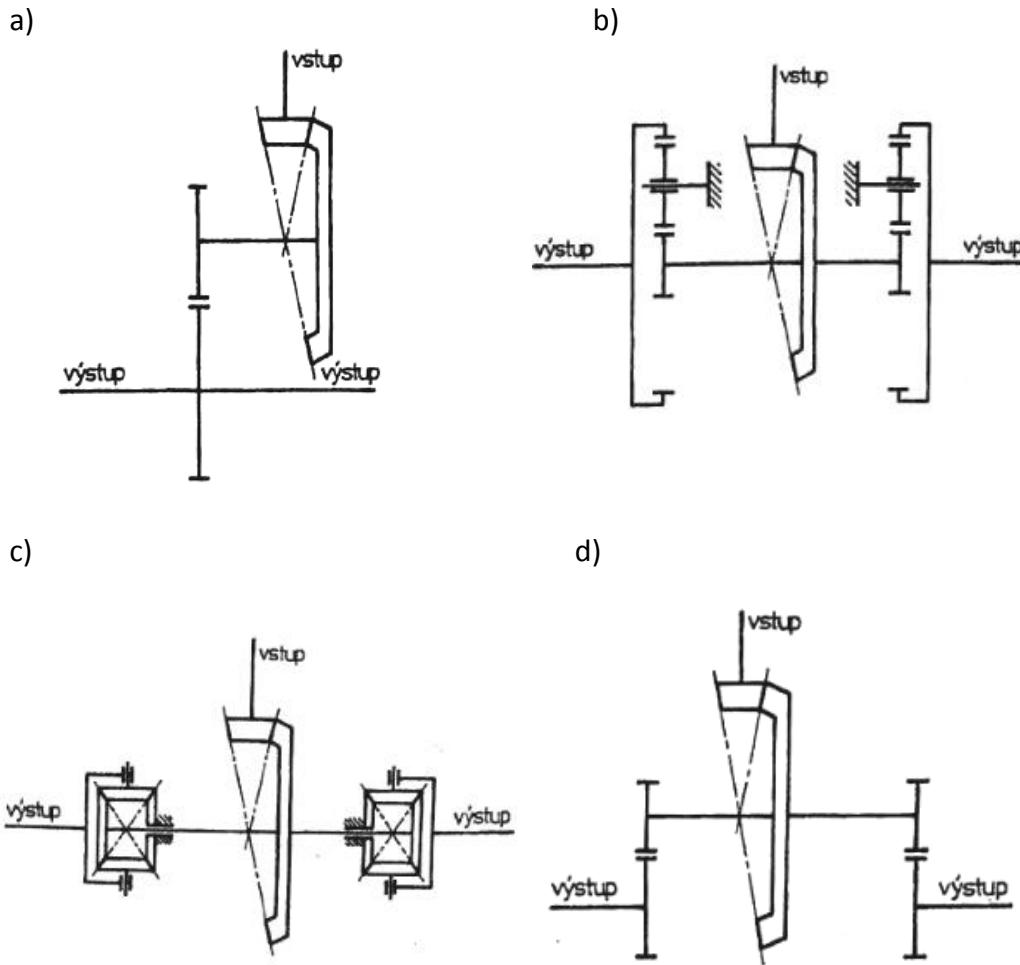
Rozdělovací převodovka je nedílnou součástí vozidel s pohonem více náprav. U vozidel s pohonem 3 a více náprav je koncepce rozdělovací převodovky o něco složitější. Může být navržena jako hlavní a pomocná, či dokonce 2 pomocné rozdělovací převodovky. Vše záleží na redukčním převodu a dalších mechanismech, včetně mezinápravového diferenciálu. [7]



Obrázek 2: Rozdělovací převodovky [7]

Příklady rozdělovacích převodovek charakteristických podle vzájemného uložení výstupních hřídelí a typu převodu jsou uvedeny na obrázku 2. Hlavním atributem schématu a,b,c a d je mezinápravový diferenciál rozdělující moment na hnané hřídele (2) a (3), které nejsou koaxiální s hnací hřídelí (1). Ve schématu a až c je použito diferenciálu s nesymetrickým planetovým převodem, zatímco u řešení d a e je aplikován symetrický a nesymetrický kuželový diferenciál. Spojka (4) umožňuje uzavření diferenciálu a tím zlepšení trakce vozidla. [7]

Stálý převod bývá často řešen pomocí kuželového nebo hypoidního soukolí. U těžkých nákladních vozidel z důvodu velkého převodu bývá rozdělen do dvou stupňů. Konstrukteři využívaná řešení dvoustupňového převodu viz obrázek 3 [1].

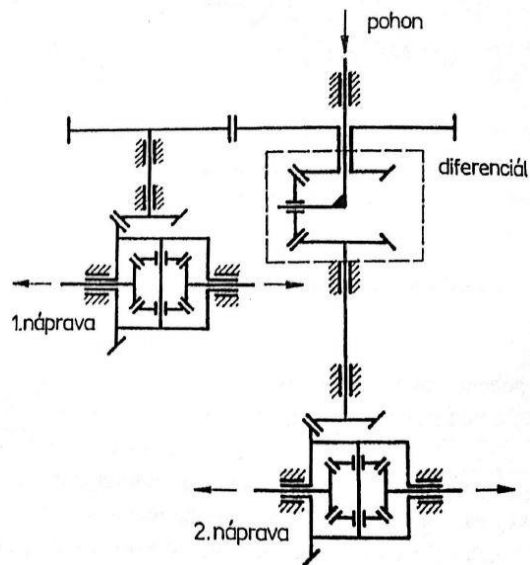


Obrázek 3: Dvoustupňové převody hnacích náprav [2]

- a) Dvojnásobná sloučená rozvodovka složená z kuželového a čelního soukolí. Celkový převod získáme vynásobením převodových poměrů. Takovéto řešení hnací nápravy měla například vozidla Škoda 706 RT.
- b) Dvojnásobný převod s planetovým soukolím v nábojích kola. Toto uspořádání nalezneme u hnacích náprav vozidel Mercedes-Benz Actros nebo LIAZ.
- c) Dvojnásobný převod s talířovým soukolím a kuželovými diferenciály. Diferenciál je umístěn v náboji kola a zdvojnásobuje moment. Takto řešené uspořádání stálého převodu nalezneme u nákladních vozidel Volvo.
- d) Ze schématu je patrné, že osy vozových kol jsou níže než osa rozvodovky. To má nespornou výhodu ve vyšší světlé výšce vozidla a tedy i lepší průchodnosti terénem. Je využíváno u náprav vozidel Mercedes-Benz Uminog či Praga V3S. [1]

U tandemového řešení zadních náprav často bývají poháněné obě nápravy. Aby bylo zajištěno, že bude točivý moment rovnoměrně rozložen mezi první a druhou zadní nápravu i při odlišném zatížení či skluzu, je moment přiveden z rozdělovací převodovky do

mezinápravového diferenciálu umístěného před první zadní hnací nápravou. A odtud k oběma zadním nápravám. [2]

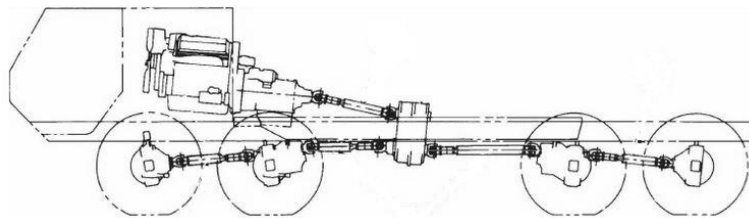


Obrázek 4: Schéma tandemového pohonu zadních náprav [2]

2.1.2 8x8

Obdobné řešení pohonu tandemových náprav může být použito i pro pohon předních náprav u vozidla s pohonem 8x8. Zadní dvojice náprav je poháněna trvale a přední dvojice náprav je automaticky zapnuta při zařazení terénního redukčního stupně. [10]

Stejně jako pohon u zadních tandemových náprav je řešen i pohon předních náprav. Mezinápravový diferenciál, který rozděluje moment na jednotlivé přední nápravy je umístěn mezi rozdělovací převodovkou a druhou přední nápravou, viz obrázek 5.



Obrázek 5: Schéma 8x8 [10]

2.2 Koncepce Tatra

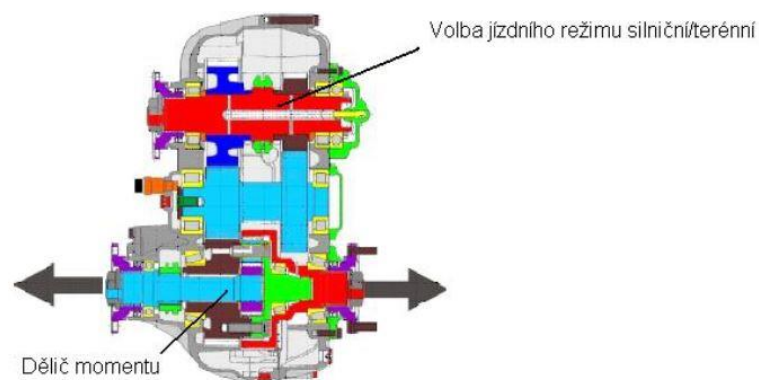
Mezi světově unikátní řešení koncepce pohonu nákladních automobilů s pohonem více náprav patří bezsporně návrh rakousko-českého konstruktéra pracujícího pro Tatra Kopřivnice v první polovině 20. století, Hanse Ledwinky. Řešení je originální v centrálním páteřovém rámu s integrovanými čelními mezinápravovými a nápravovými diferenciály a kyvných polonápravách. [4]



Obrázek 6: Koncepce Tatra s páteřovým rámem[9]

K přenosu točivého momentu v páteřovém rámu je u tohoto řešení využíváno převážně čelních diferenciálů. Do rozdělovací převodovky je hnací hřídel přiveden z převodovky. V rozdělovací převodovce je použit čelní mezinápravový diferenciál. Je mírně odlišný u jednotlivých modelů. U modelu Tatra 810 6x6 je mezinápravový diferenciál navrhnout tak, aby převáděl točivý moment v poměru 30% na přední nápravu a 70% na zadní nápravy. Tento mezinápravový diferenciál, jenž je schopen rozdělovat moment v jiném poměru než 1:1 se nazývá dělič momentu. [4]

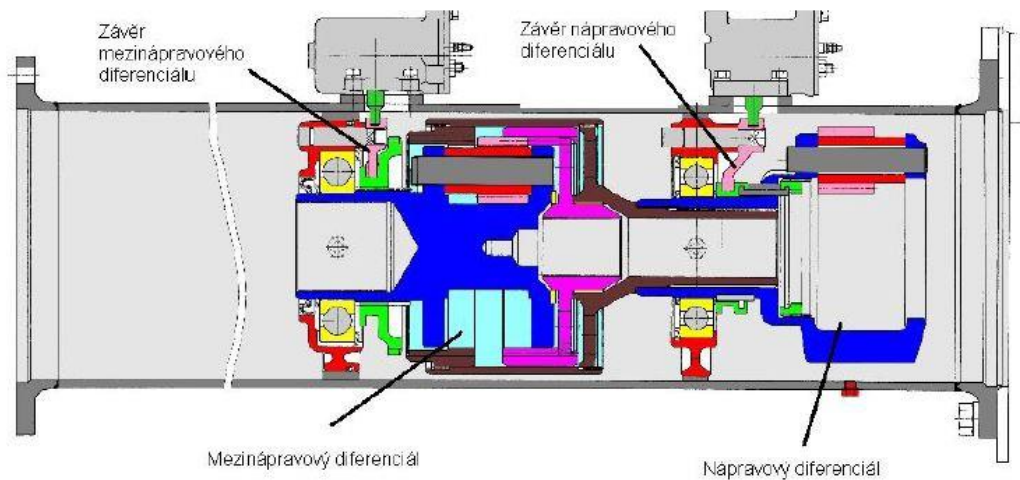
U modelů Tatra 815, Tatra 810 je použita dvoustupňová rozdělovací převodovka s možností vypínání předního pohonu. Výjimku tvoří armádní speciály Tatra 810 10x10, 12x12. [4]



Obrázek 7: Dvoustupňová rozdělovací převodovka s děličem momentu[4]

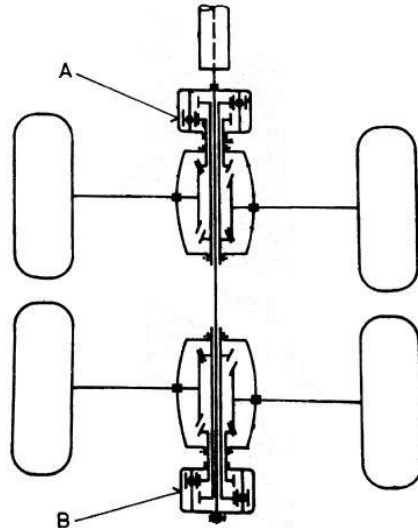
Z rozdělovací převodovky je točivý moment veden na nápravy. Hřídel přichází do mezinápravového diferenciálu před první zadní nápravou. Zde je moment rozdělen na první a druhou zadní hnací nápravu. [4]

Rozvodovky zadních hnacích náprav vozů Tatra mají společný pohon jedním dutým průběžným hřídelem. Stálý převod se skládá ze dvou párů kol, a to proto, že pravá i levá strana má každá svůj stálý převod. Kuželová kola se mohou kromě otáčení při výkyvech hřídele rovněž po sobě odvalovat a nahrazují kloub, neboť osa pastorku a osa výkyvu polonápravy jsou společné. [1]



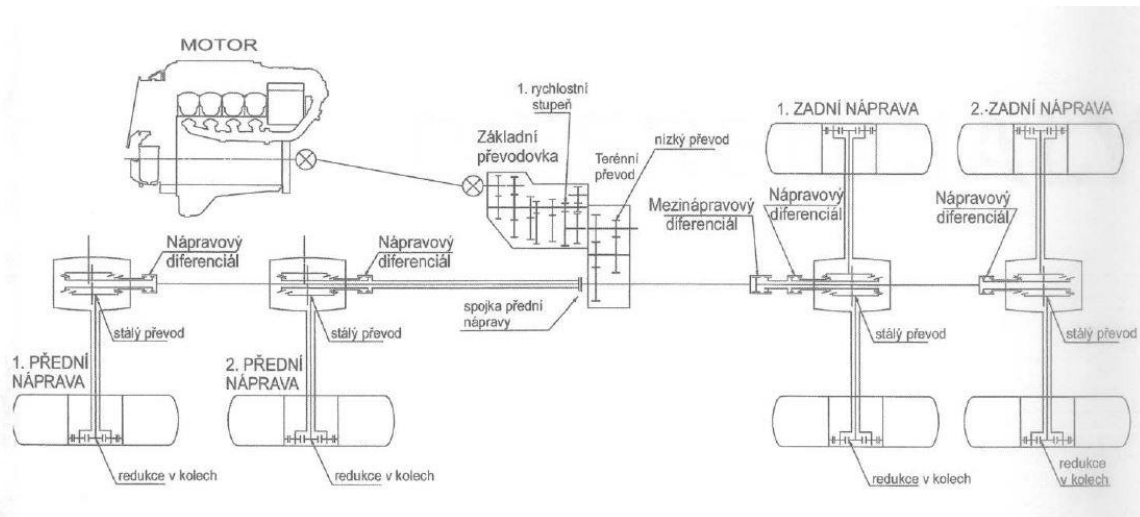
Obrázek 8: Mezinápravový a nápravový diferenciál[4]

Aby oba stálé převody do sebe navzájem nezabíraly, musí být hřídel pravého hnacího kola posunuta o určitou míru dozadu oproti hnacímu kolu levému. Jelikož má automobil všechna kola hnací, je posunutí stejné u všech náprav a rozvor na levé i pravé straně jak celkový, tak i dílčí je stejný. Posunutí levých kol vůči pravým je zanedbatelné a neovlivňuje vedení vozidla ani jeho stabilitu, obrázek 9. K pohonu přední říditelné nápravy slouží rozvodovka shodné konstrukce, jako rozvodovky zadních hnacích náprav. [2]



Obrázek 9: Schéma zadních náprav vozu Tatra: A – čelní diferenciál první zadní nápravy, B – čelní diferenciál druhé zadní nápravy [2]

Výhodou přenášení hnacího momentu dutou hřídelí je možnost vedení plného hřídele pro další hnací nápravu uvnitř. Toto řešení používá Tatra i pro pohon armádních speciálů až do provedení 12x12. Na obrázku 10 je toto řešení patrné pro pohon předních náprav Tatry 8x8. [4]

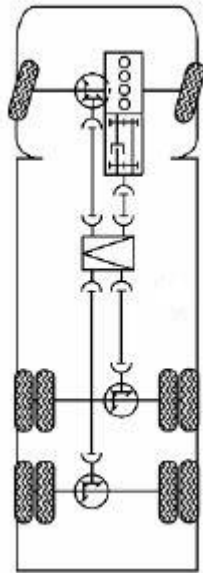


Obrázek 10: Schéma pohonu Tatra 8x8 [1]

2.3 Řešení se třemi výstupními hřídeli z rozdělovací převodovky

2.3.1 6x6

Méně častým řešením je koncepce, kdy z rozdělovací převodovky jsou vyvedeny 3 hřídele, ke každé nápravě jeden. Pro přiblížení řešení se naskýtá vůz, u kterého je to tímto způsobem řešeno, tedy Praga V3S.

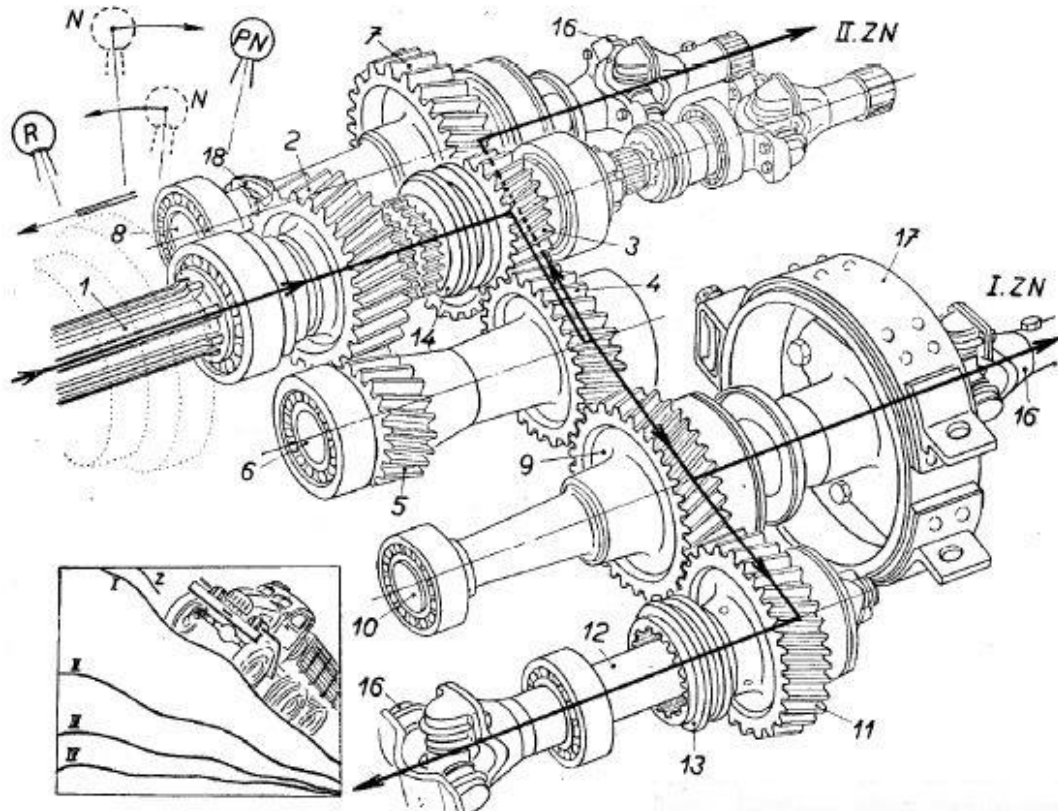


Obrázek 11: Řešení pohonu třinápravového vozidla třemi hřídelmi[3]

U této koncepce je použita dvoustupňová přídavná převodovka, sloužící jako rozdělovací i redukční (případně pro pohon navijáku). Redukční funkce slouží k redukci otáček a zvýšení točivého momentu pro pohyb v terénu.

Z rozdělovací převodovky jsou vyvedeny 3 spojovací hřídele směrem ke všem nápravám. Spojovací hřídel k poslední nápravě je dlouhá a zpravidla musí být dělena s ložiskem na střední nápravě, aby nepřekážela při výkyvech první zadní nápravy. Nevýhodou tohoto řešení je větší počet kloubů. [2] Toto řešení pohonu umožňuje absenci mezinápravového diferenciálu a to má výhodu z hlediska vlastností jízdy v terénu. [5]

Zadní dvojice náprav je poháněna stále, pohon přední nápravy lze vypnout. Řazení předního pohonu je realizováno zubovou spojkou a pohon všech tří náprav však lze použít pouze při zařazeném terénním stupni.

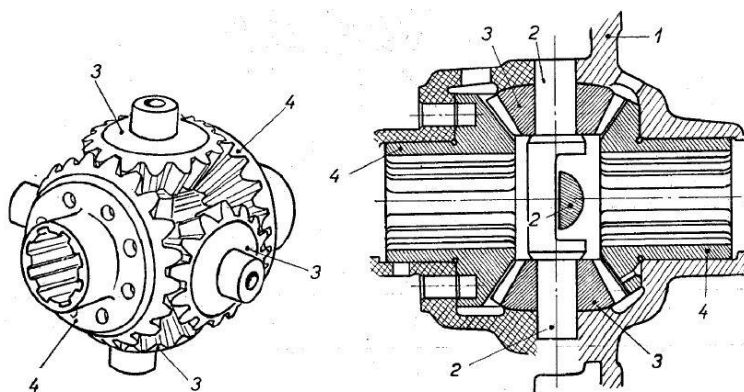


Obrázek 12: Rozdělovací převodovka Pragy V3S s vyznačením vedení momentu při terénní redukci a pohonu 6x6: 1 – hnaný hřídel, 2 – hnací kolo redukčního převodu (silnice), 3 – hnací kolo redukčního převodu (terén), 4 a 5 – předlohové kolo redukčního převodu, 6 – předlohový hřídel redukčního převodu, 7 – kolo redukčního převodu II. zadní nápravy, 8 – hnací hřídel II. zadní nápravy, 9 – hnané kolo redukčního převodu I. zadní nápravy, 10 – hnací hřídel I. zadní nápravy, 11 – hnací kolo redukčního převodu přední nápravy, 12 – hnací hřídel přední nápravy, 13 – přesuvná spojka (přední náprava), 14 – přesuvná spojka (silnice-terén), 15 – přesuvná objímka (k zapnutí pohonu navijáku), 16 – křížový kloub, 17 – převodová brzda, 18 – kolo k pohonu rychloměru. [6]

„Obě zadní nápravy jsou tuhé. Vzájemně se od sebe liší pouze umístěním rozvodovky vzhledem k příčné ose automobilu. Každá zadní náprava má dvojnásobný redukční převod kuželovým soukolím ve skříni rozvodovky a čelními ozubenými koly ve skříních kolových redukčních převodů.“ Viz obrázek 3d. [6]

U Pragy V3S je rozvodovka první zadní nápravy vyosena nalevo a druhé zadní nápravy vyosena napravo vzhledem k příčné ose vozidla. Nicméně existuje i řešení opačné viz obrázek 11.

Ve skříní rozvodovky se nachází stálý převod a kuželový diferenciál s uzávěrkou.

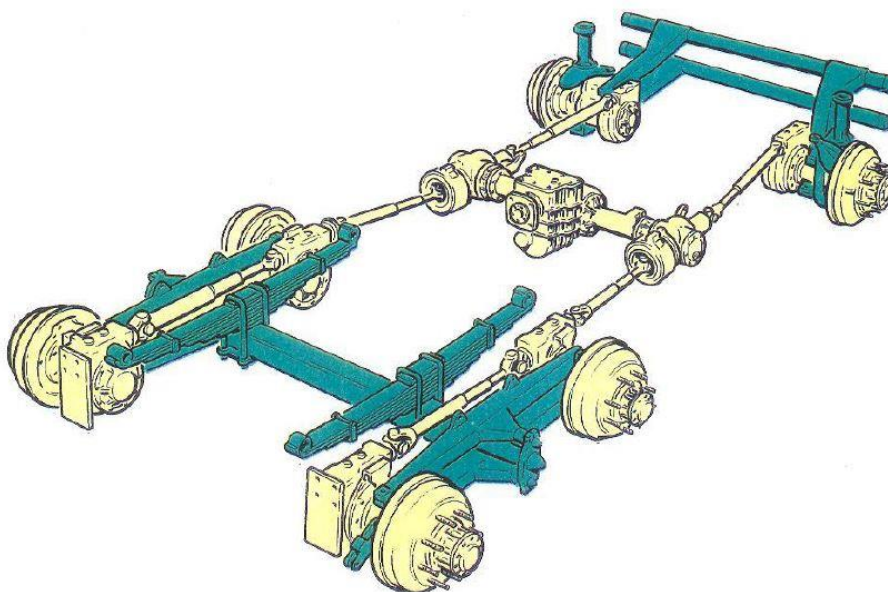


Obrázek 13: Kuželový diferenciál: 1 – Skříň diferenciálu, 2 – Čep pro satelity, 3 – Satelity, 4 – Centrální kolo [6]

2.4 H-drive

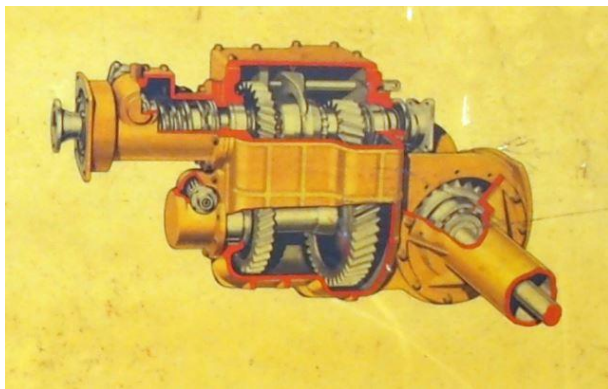
2.4.1 6x6, 8x6

Pohon H-drive neboli volně přeloženo vedení pohonu do tvaru H je spíše netypickým řešením navrženým konstruktéry holandské automobilky DAF v padesátých letech. Tato koncepce pohonu našla uplatnění u několika vozidel této značky a to v provedení 6x6, či 8x6.



Obrázek 14: Schéma pohonu typu H-drive [11]

Hnací moment je přes hlavní převodovku přenášen do přídavné redukční převodovky, ve které je zároveň umístěn jediný centrální diferenciál. Odtud je poté přenesen do bočních rozvodných skříní a na hnací nápravy. Stálý převod na každé nápravě je realizován pomocí šnekového ozubení.



Obrázek 15: Redukční převodovka s centrálním diferenciálem [12]

U vozidla s pohonem 8x6 jsou poháněny první, třetí a čtvrtá náprava a říditelné jsou první dvě.

Za výhodu takovéto koncepce lze považovat nezávislost zavěšení každého kola, vyšší světlou výšku díky absenci skříně rozvodovky mezi nápravami a potřeba pouze jednoho diferenciálu.

2.5 Další řešení

V následující kapitole budou řešení schematizována pomocí symbolů uvedených v tabulce 1.

<i>Symetrický otevřený diferenciál</i>	
<i>Symetrický diferenciál s uzávěrkou</i>	
<i>Asymetrický otevřený diferenciál</i>	
<i>Asymetrický diferenciál s uzávěrkou</i>	
<i>Symetrický diferenciál se zvýšenou svorností</i>	
<i>Asymetrický diferenciál se zvýšenou svorností</i>	
<i>Stálý převod</i>	
<i>Spojení s možností manuálního odpojení</i>	
<i>Volnoběžná spojka</i>	
<i>Hydraulický pohon</i>	
<i>Elektrický pohon</i>	

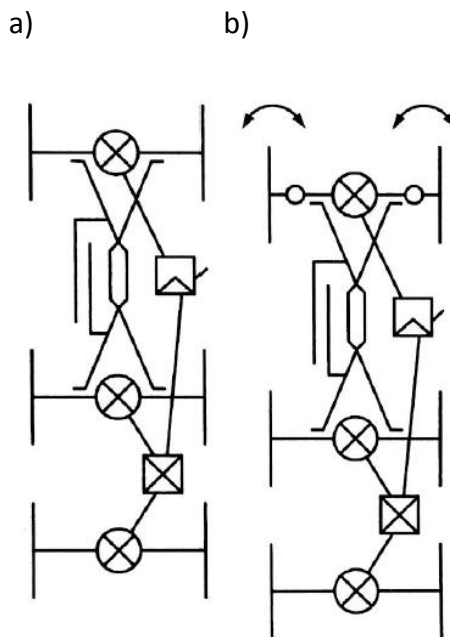
Tabulka 1: Symboly mechanismů pro rozdělování hnacího momentu a pohonné jednotky [7]

2.5.1 Zemědělské, lesní stroje a traktory

Do kategorie vozidel s pohonem více náprav můžeme zařadit i zemědělské či lesní stroje, které vykazují znaky vozidel s pohonem více náprav.

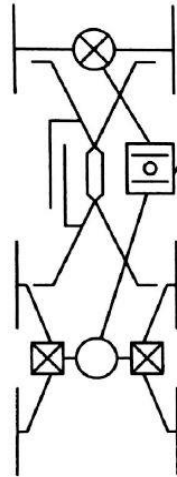
2.5.1.1 Traktory

U řešení viz obrázek 16 je pohon rozveden na všechny 3 nápravy s možností odpojitelného předního pohonu. Na zadní tandemové nápravy je rozveden pohon stálým převodem a na obou zadních nápravách se nachází symetrický diferenciál se zvýšenou svorností (z anglického Limited slip differential, dále jen LSD). U těchto řešení se mezi přední nápravou a první zadní nachází kloub. U schématu 16a je řízení realizováno pouze pomocí natáčení kloubu na rozdíl od řešení 16b, kde je říditelná i přední náprava.



Obrázek 16: Řešení pohonu 6x6 u zemědělských strojů s odpojitelným pohonem přední nápravy [7]

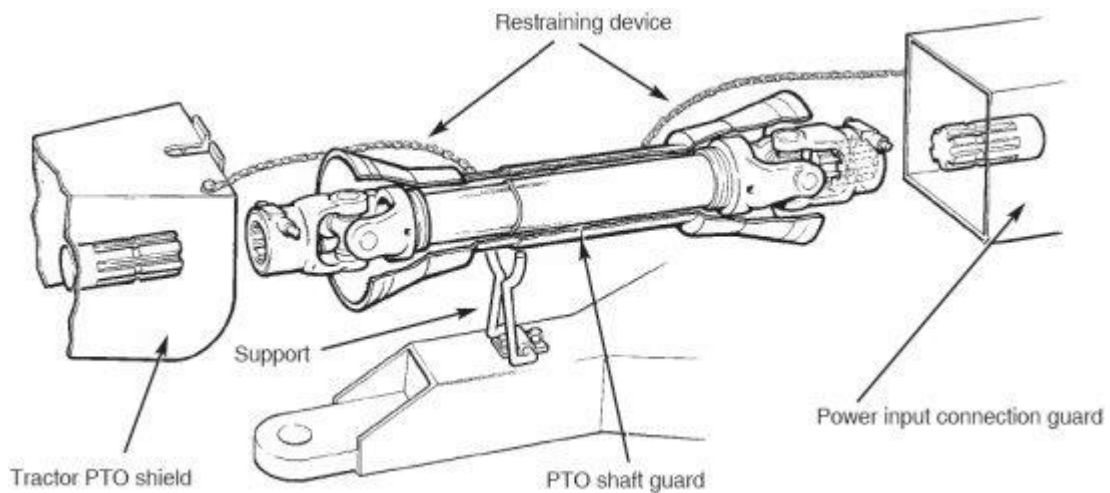
Přes volnoběžnou spojku, tedy spojku, která přenáší hnací moment pouze v jednom směru, je pohon rozveden na přední nápravu a společnou osu zadních tandemových náprav. Na přední hnaná kola je moment rozdělen pomocí LSD diferenciálu. Na společné ose zadních náprav je umístěn otevřený diferenciál distribuující moment na dva stálé převody, přičemž každý stálý převod pohání dvojici kol na jedné straně vozidla. Jak je patrné z obrázku 17, dvojice zadních kol na stejné straně vozidla bude mít vždy stejnou úhlovou rychlost. Zatáčení vozidla se realizuje pomocí říditelného kloubu mezi přední a první zadní nápravou.



Obrázek 17: Řešení 6x6 s volnoběžnou spojkou[7]

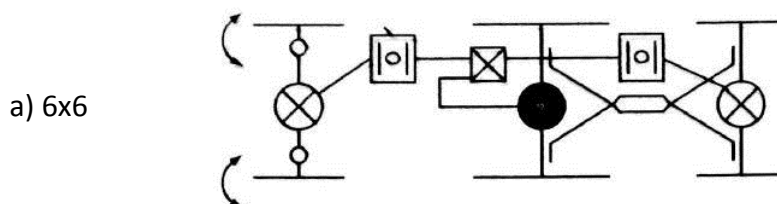
2.5.1.2 Vozidla s pomocnou pohonnou jednotkou

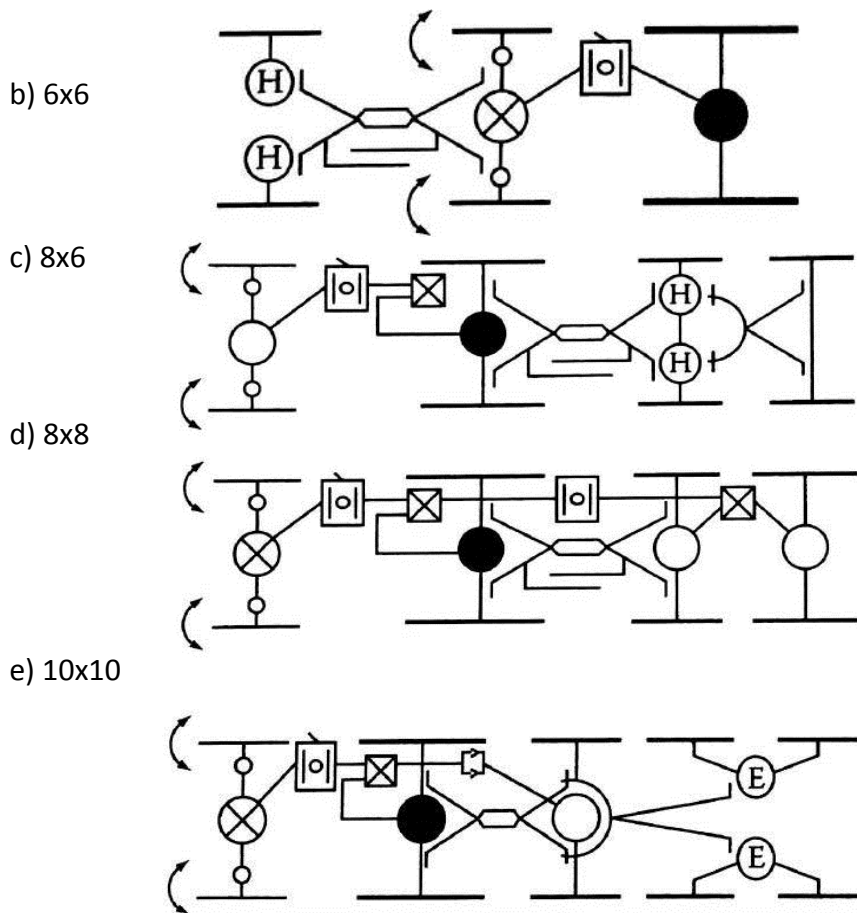
Je všeobecně známo, že existuje limit narůstající trakce vozidla a rychlosti pouhým přidáním poháněné nápravy. Jedním z řešení u výkonnějších nákladních vozidel nebo traktorů je to, že se na tažený, či tlačný vlek rozvede pohon. Pohon kol návěsu je často řešen metodou PTO (power take off), tedy přenesením točivého momentu z motoru na připojené stroje, zařízení nebo návěsy a méně často pohonem návěsu separovanou pohonnou jednotkou. [7]



Obrázek 18: Schéma power take off metody [13]

Příklady takovýchto řešení jsou reprezentovány na obrázku 19





Obrázek 19: Schéma řešení pohonu s pomocnou pohonnou jednotkou [7]

Běžně jsou poháněné vleky, jako je například lis na balíky sena, umístěné v zadní části od pohonné jednotky (obrázek 19a, c-e). Zapojení před pohonnou jednotku se používá v případě některých zemědělských strojů a nutnosti připojení speciálního nářadí vyžadující pohon – obrázek 19b. Rozdělení lze zároveň provést podle typu pomocného pohonu na pohon metodou PTO (obrázek 19a, d), hydraulicky (obrázek 19b, c) a elektricky (obrázek 19e).

a) Kroutící moment je přiveden mezi první a druhou nápravu do volnoběžné spojky, ze které je rozveden na LSD diferenciál přední nápravy, přes stálý převod na druhou a třetí nápravu, přičemž na druhé nápravě se nachází uzamykatelný diferenciál a na třetí nápravě opět LSD diferenciál.

b) Zde je řešení zajímavé zapojením vleku před pohonnou jednotku, samotný vlek má vlastní hydraulický pohon

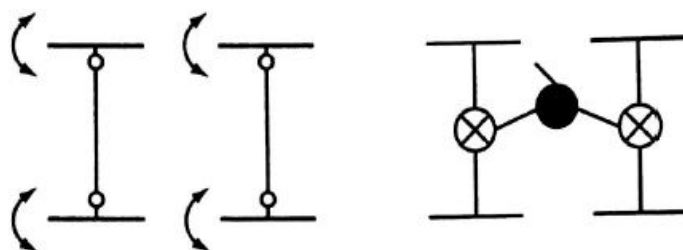
c) Hnací moment přivedený mezi první a druhou nápravu na volnoběžnou spojku, odtud na přední nápravu s otevřeným diferenciálem, na druhou nápravu vozidla přes stálý převod s uzamykatelným diferenciálem. První náprava návěsu je poháněná hydraulicky.

d) Toto schéma se liší od řešení a) v pohonu tandemových náprav návěsu. Ten je přes stálý převod rozveden na otevřené diferenciály obou náprav.

e) Pohon prvních dvou náprav je řešen stejně jako a) a d). Třetí náprava je poháněna motorem vozidla s možností odpojení. Zadní dvě tandemové nápravy jsou poháněny dvěma elektromotory – každou stranu vozidla pohání jeden.

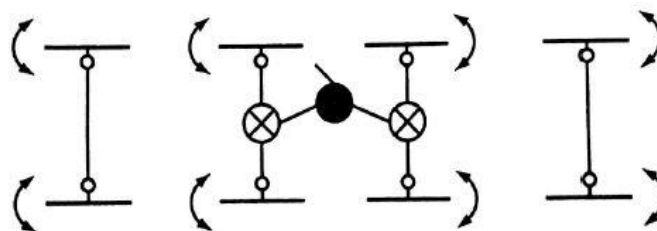
2.5.2 Ostatní nalezená řešení

Nyní bude pojednáno o dalších možných způsobech řešení pohonu více náprava u nákladních vozidel.



Obrázek 20: Pohon třetí a čtvrté nápravy vozidla se znaky 8x4 [7]

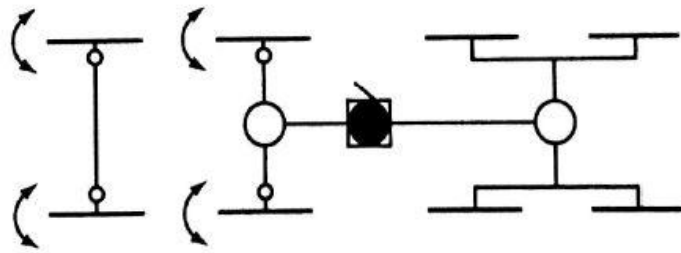
Pohon 8x4 s náhonem na zadní tandemové nápravy s rozvedením hnacího momentu přes společný mezinápravový diferenciál s uzávěrkou na obě nápravy. Na každé nápravě je umístěn LSD diferenciál (obrázek 20).



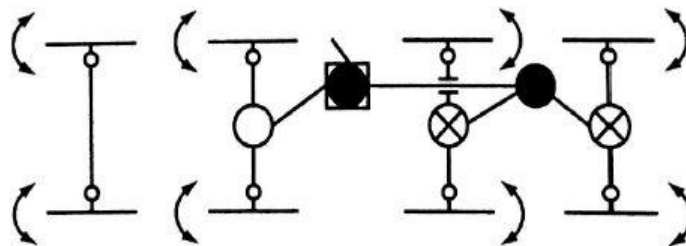
Obrázek 21: Pohon druhé a třetí nápravy u vozidla 8x4 [7]

Mírně rozdílná varianta pohonu 8x4 od řešení popisovaného výše, může být koncepce na obrázku 21, kde je poháněna druhá a třetí tandemová náprava se stejným rozložením diferenciálů. Dalším patrným rozdílem je i řízení celého vozidla, kdy u tohoto schématu jsou řízeny všechny 4 nápravy.

a)

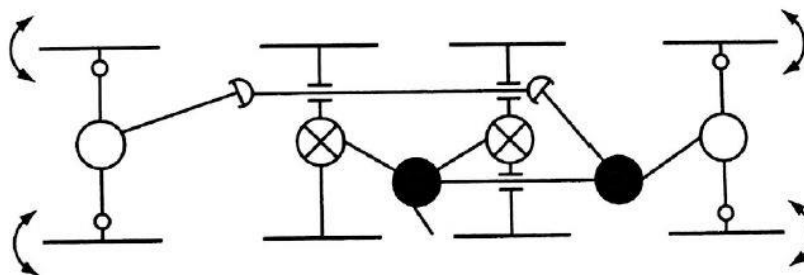


b)



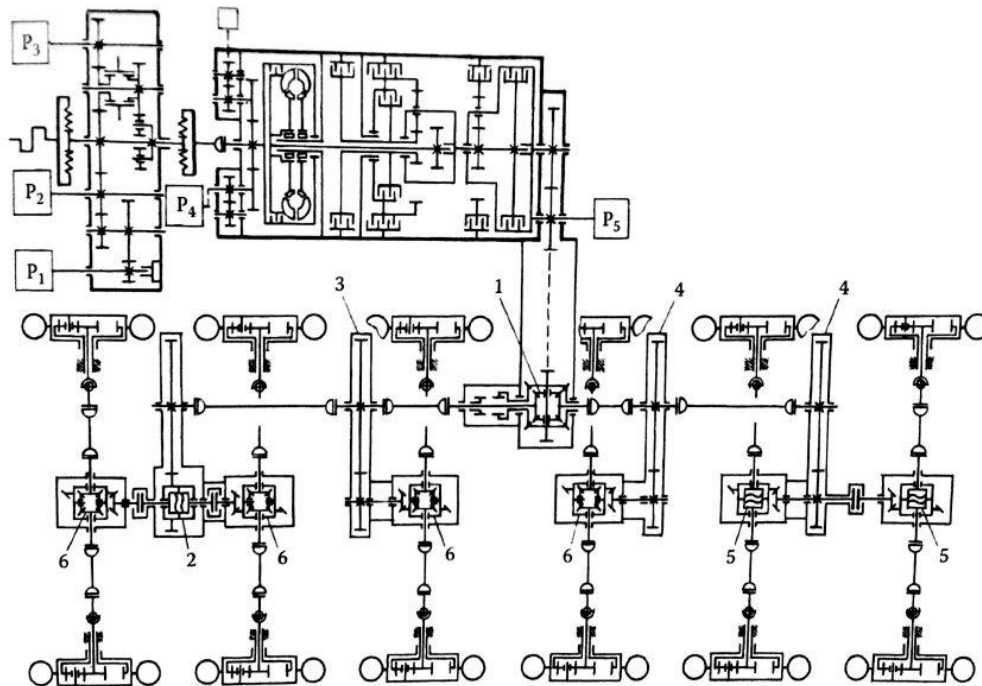
Obrázek 22: Řešení 8x6 [7]

Pohon 8x6 lze také řešit odlišnými způsoby. Na obrázku 22a je možné vidět, jak je pohon vedený přes dělič momentu k druhé přední nápravě a zadnímu tandemu. Pro všechny tři nápravy jsou použity pouze 2 nápravové diferenciály a to jeden pro přední a jeden pro zadní dvojici náprav. Schéma 22b má jen odlišný pohon zadních náprav, který je řešený stejně jako na obrázku 20 přes mezinápravový diferenciál s uzávěrkou a 2 LSD diferenciály. Tímto způsobem lze řešit i hnací ústrojí u vozidel s pohonem 6x6 a to jen odstraněním přední nepoháněné nápravy.



Obrázek 23: 8x8 [7]

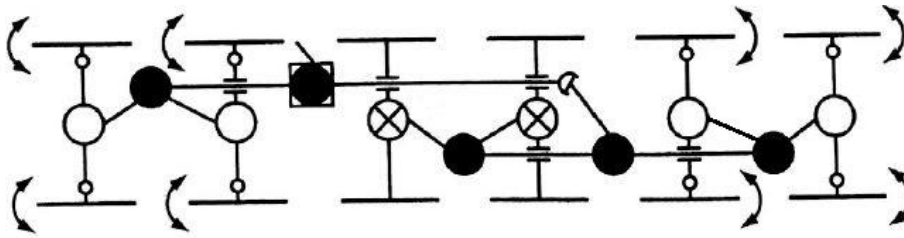
Hnací ústrojí 8x8 (obrázek 23) s konstrukčním řešením druhé a třetí tandemové nápravy. Pohon jde ze symetrického mezinápravového diferenciálu s uzávěrkou na druhou a třetí nápravu, které jsou opatřené LSD diferenciálem a zároveň na další uzamykatelný diferenciál rozdělující pohon na první a čtvrtou nápravu (tyto nápravy jsou opatřeny otevřenými diferenciály).



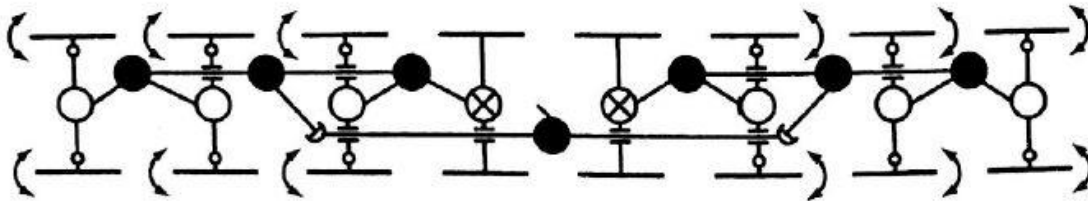
Obrázek 24: Pohon 12x12 [7]

Kinematické schéma pro pohon vozidla 12x12. Je zde použit symetrický mezinápravový diferenciál s uzávěrkou (1), který rozvádí hnací moment mezi tři přední a tři zadní nápravy. Stálým převodem (3, 4) je přiváděn do mezinápravových, či nápravových diferenciálů. Mezi první a druhou nápravou je umístěn samosvorný diferenciál (2), stejně tak na páté a šesté nápravě (5). Na první až čtvrté nápravě se nachází otevřený nápravový diferenciál (6). [7]

a)



b)



Obrázek 25: Schéma hnacího ústrojí pro nákladní vozy 12x12 a 16x16 [7]

Vozidla s pohonem 12x12 či 16x16 již nepatří k běžně vídaným vozidlům. O to zajímavější je však řešení hnacího ústrojí. Koncepce pohonu 12x12 (obrázek 25a) s pohonem přivedeným na dělič momentu za druhou nápravu je řešena tak, že každé dvě po sobě jdoucí nápravy jsou uspořádány jako tandemové. Každý tandem má jeden mezinápravový diferenciál s uzávěrkou a na všech nápravách nápravové diferenciály. Kromě třetí a čtvrté nápravy, kde jsou LSD diferenciály, jsou to diferenciály otevřené. U vozidla 16x16 je to řešené obdobně, s tím rozdílem, že kroutící moment z motoru přichází mezi čtvrtou a pátou nápravu a jediné nápravové diferenciály, které nejsou otevřené se nacházejí též na čtvrté a páté nápravě, viz obrázek 25b.



Obrázek 26: MAZ 7906 s pohonem 16x16 [14]

3 Návrh celkových převodů vozidla

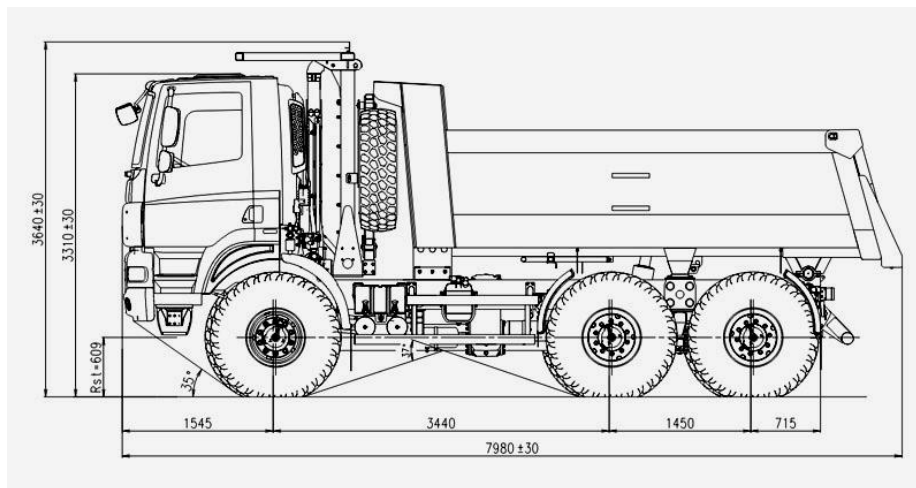
Samotnému výpočtu celkových převodů předchází volba počátečních podmínek, podle kterých následně bude realizován výpočet.

3.1 Počáteční podmínky

Jako prostor pro pohyb vozidla volím oblast těžby, kde se vozidlo bude potýkat se zhoršenými jízdními podmínkami – součinitel adheze $\mu = 0,4$ a součinitel valivého odporu $f = 0,1$. Dalším požadavkem je, aby se plně naložené vozidlo o hmotnosti 41 t dokázalo rozjet do kopce s úhlem stoupání 20° .

Vozidlo volím Tatra T158 s pohonem 6x6 a provedením jako jednostranný sklápěč.

- Parametry vozidla jsou:
- výkon $P = 300 \text{ kW}$ při 1500 ot/min
 - točivý moment $M = 2000 \text{ Nm}$ při 1000-1400 ot/min
 - maximální rychlost $v_{\max} = 85 \text{ km/h}$
 - maximální otáčky motoru $n_{\max} = 1900 \text{ ot/min}$
 - dynamický poloměr $r_D = 0,609 \text{ m}$

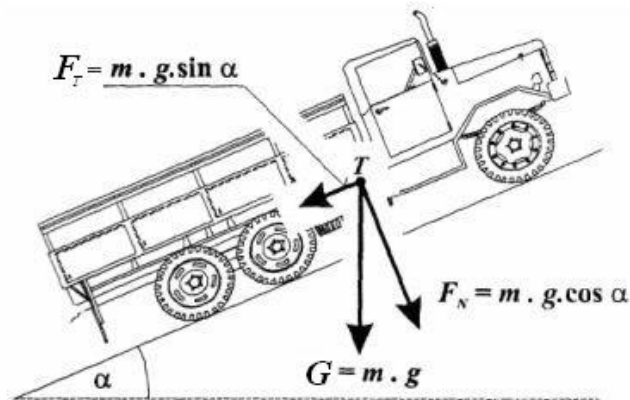


Obrázek 27: Tatra T158 [15]

3.2 Výpočet

3.2.1 Návrh 1. převodového stupně

Výpočet převodu 1. stupně je formulován s ohledem na prokluz kol, tzn. v případě prokluzu již není potřeba dodávat na kola více síly.



Obrázek 28: Rozložení sil [16]

$$F_{z, hn} = F_N = m * g * \cos \alpha = 41000 * 9,81 * \cos 20 = 377953,7 N$$

$$O_f = m * g * \cos \alpha * f = 41000 * 9,81 * \cos 20 * 0,1 = 37795,3 N$$

$$O_\alpha = m * g * \sin \alpha = 41000 * 9,81 * \sin 20 = 137563,9 N$$

$$\eta_p = 0,8$$

$$i_{p1^0} \leq \frac{(F_{z, hn} \mu + O_f + O_\alpha) * r_D}{M_a \eta_p} = \frac{(377953,7 * 0,4 + 37795,3 + 137563,9) * 0,609}{2000 * 0,8} = 124,29$$

$$i_{p1^0} = 120$$

kde

$F_{z, hn}$ - radiální reakce na hnací kola = F_N - normálová složka tíhy vozidla

G - tíha vozidla

μ - součinitel adheze

f - součinitel valivého odporu

M_a - maximální moment na vstupu do převodovky

η_p - celková účinnost hnacího ústrojí

O_f - odpor valení kol

O_α - odpor ze sklonu

3.2.2 Návrh minimálního celkového převodu

Minimální převod je volen pro maximální rychlost při maximálním výkonu.

$$i_{pn^{\circ}} = \frac{60}{1000} \frac{2\pi * n_{P_{\max}} [1/\text{min}] * r_D [m]}{v_{MAX} [km/h]} = 0,377 \frac{1500 * 0,609}{85} = 4,05$$

$n_{P_{\max}}$ - otáčky motoru při maximálním výkonu

v_{MAX} - maximální rychlost vozidla

3.2.3 Rozsah a odstupňování převodových stupňů

Rozsah převodových stupňů je dán poměrem nejnižšího a nejvyššího převodového stupně

$$\delta = \frac{i_{pI^{\circ}}}{i_{pn^{\circ}}} = \frac{120}{4,05} = 29,62$$

Odstupňování jednotlivých stupňů je dáno podmínkou, aby při podřazení z otáček maximálního momentu nedocházelo k přetočení motoru.

$$\delta_i \leq \frac{n_{\max}}{n_{M_{\max}}} = \frac{1900}{1400} = 1,35$$

$$\delta_i = 1,3$$

n_{\max} - maximální otáčky motoru

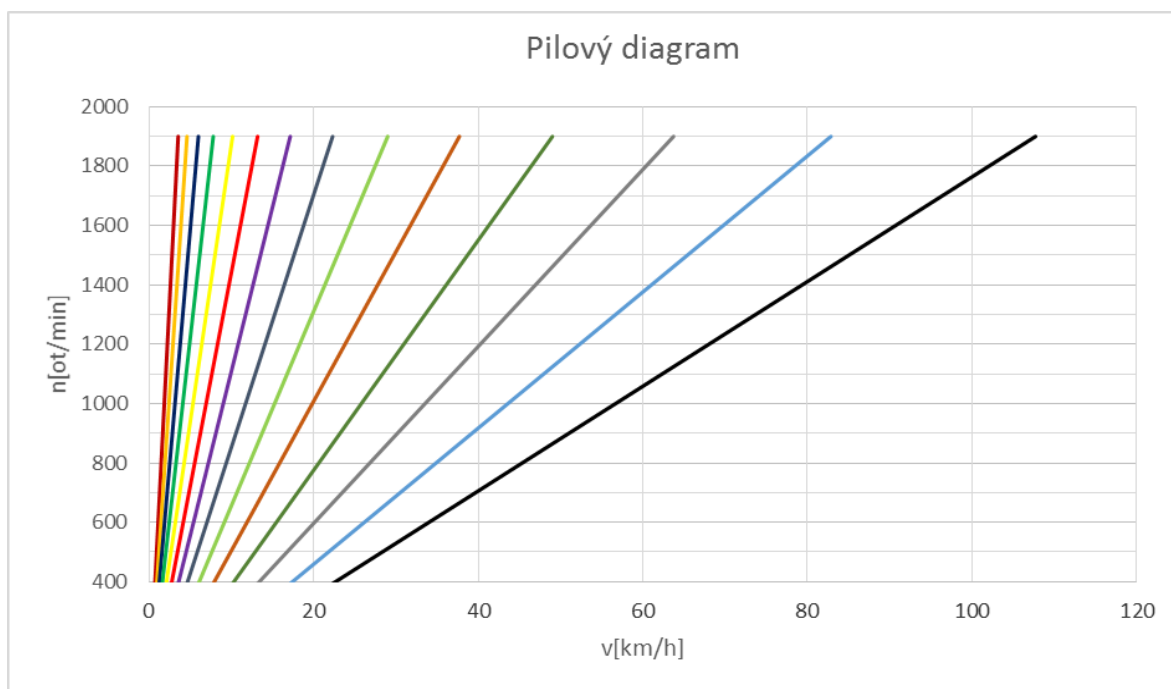
$n_{M_{\max}}$ - otáčky maximálního momentu

Na základě geometrické řady s koeficientem δ_i spočítám počet stupňů převodovky

$$\delta = \delta_i^{n-1} \Rightarrow \delta_i = \sqrt[n-1]{\delta}$$

$$\log \delta = (n-1) \log \delta_i \Rightarrow n = \left(\frac{\log \delta}{\log \delta_i} \right) + 1 = \left(\frac{\log 120}{\log 1,3} \right) + 1 = 13,91 \Rightarrow n = 14$$

3.2.4 Pilový diagram



Obrázek 29: Pilový diagram

Odstupňování převodovky:

$$i_1 = 30,287$$

$$i_2 = 23,298$$

$$i_3 = 17,921$$

$$i_4 = 13,785$$

$$i_5 = 10,604$$

$$i_6 = 8,157$$

$$i_7 = 6,275$$

$$i_8 = 4,827$$

$$i_9 = 3,713$$

$$i_{10} = 2,856$$

$$i_{11} = 2,197$$

$$i_{12} = 1,690$$

$$i_{13} = 1,300$$

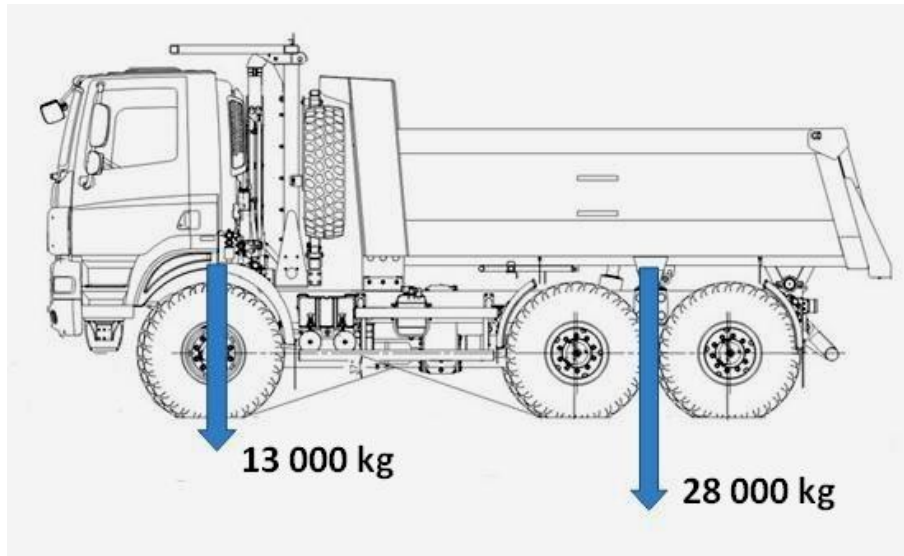
$$i_{14} = 1,000$$

Převodový poměr $i = 4,05$ bude realizován formou stálého převodu na jednotlivých nápravách.

4 Návrh dělení momentu mezi nápravu

Pro návrh dělení momentu bude použito stejné vozidlo jako pro návrh celkových převodů vozidla, Tatra T158 6x6. Pohotovostní hmotnost vozidla je 16 000kg, z toho motor s částí hnacího řetězce a kabina, dohromady přibližně 13 000 kg zatěžují přední nápravu.

Užitečné zatížení vozidla je 25 000 kg. Včetně 3000 kg z pohotovostní hmotnosti vozidla, dohromady 28 000 kg zatěžují hlavně zadní nápravu.



Obrázek 30: Zatížení náprav [15]

k_p - poměr zatížení na přední nápravě k celkové hmotnosti

k_z - poměr zatížení na zadní nápravě k celkové hmotnosti

m_p - zatížení přední nápravy

m_z - zatížení zadních náprav

m_{celk} - celková hmotnost naloženého vozidla

$$k_p = \frac{m_p}{m_{celk}} = \frac{13000}{41000} = 0,317 \Rightarrow 31,7\%$$

$$k_z = \frac{m_z}{m_{celk}} = \frac{28000}{41000} = 0,683 \Rightarrow 68,3\%$$

Na základě výpočtů rozložení hmotnosti vozidla mezi přední a zadní nápravu navrhuji dělit moment 30% na přední nápravu a 70% na zadní dvojici náprav, přičemž dělení mezi jednotlivé zadní nápravu bude rovnoměrné.

5 Závěr

V současnosti často konstruktéry používaným řešením, byť se může u jednotlivých modelů a značek mírně lišit například počtem diferenciálů, je se dvěma výstupními hřídelemi z rozdělovací převodovky. Takové řešení nalezneme například u nákladních vozů Mercedes-Benz. Ve světě unikátním řešením je koncepce centrálního páteřového rámu a kyvnými polonápravami Hanse Ledwinky, používané už od první poloviny 20. století. Řešením, které bylo používáno například u Prahy V3S, je se třemi výstupními hřídelemi z rozdělovací převodovky. Mezi netypická a ojedinělá řešení můžeme řadit z hlediska konstrukce například H-drive nebo z hlediska počtu poháněných kol třeba pohon 16x16. Do kategorie vozidel s pohonem více náprav můžeme zařadit i zemědělské stroje, které tento znak získají zapojením přídatného pohonu nebo elektricky či hydraulicky samostatně poháněného vleku. Sem spadá například traktor se zapřáhnutým lisem na balíky sena.

Při návrhu celkových převodů vozidla jsem se řídil tím, že vozidla s pohonem více náprav se používají v podmínkách, kde jsou na vozy kladeny vyšší nároky než při jízdě po silnici. Pro tyto situace jsem zvolil vozidlo s pohonem 6x6, Tatra T158. Existuje několik variant, jak k navrhování převodů přistupovat. Já jsem vybral možnost formulovanou s ohledem na prokluz kol, tedy i tím, že zvyšování hnací síly nad mez danou prokluzem kol je bezúčelné. Nejvyšší rychlostní stupeň je poté vypočten s ohledem na maximální rychlost při otáčkách s maximálním výkonem. Rozsah převodových stupňů je dán poměrem nejnižšího a nejvyššího převodového stupně. Podmínku pro odstupňování získáme poměrem maximálních otáček motoru k otáčkám motoru při maximálním točivém momentu a z toho následně i počet rychlostních stupňů převodovky.

Návrhem dělení momentu mezi nápravy jsem se zabýval u stejného vozidla, jako u návrhu celkových převodů. Při uvažovaném rozložení hmotnosti vychází poměr 30:70.

Ať už je řeč o návrhu celkových převodů nebo dělení momentu, výsledky obou částí jsou srovnatelné se skutečnými hodnotami.

6 Použitá literatura

1. ACHTENOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. Praha: BEN - technická literatura, 2009. ISBN 978-80-7300-236-7.
2. VLK, František. *Převodná ústrojí motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a zasilatelství vlk, 2001. ISBN 80-238-5275-2
3. NAUNHEIMER, H., B. BERTSCHE, J. RYBORZ a W. NOWAK. *Automotive Transmissions*. Berlin Heidelberg: Springer, 2011. ISBN 978-3-642-16213-8.
4. FOJTÁŠEK, Jan. *Systémy regulace hnacích ústrojí užitkových vozidel*. Brno, 2012. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
5. NEUMANN, Jan. *Praga V3S*. Praha: Grada Publishing, 2007. ISBN 978-80-247-2172-9.
6. *Dílenská příručka terénního nákladního automobilu Praga V3S*. Praha: Automobilové závody Klementa Gottwalda, 1958.
7. ANDREEV, A. F., V I. KABANAU a V. V. VANTESEVICH. *Driveline System of Ground Vehicles*. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2010. ISBN 978-1-4398-1727-8.
8. ACHTENOVÁ, Gabriela, Jan BANEČEK a Josef KOLÁŘ. *Převodná ústrojí vozidel: návrh odstupňování převodovek*. Praha: ČVUT, 2014. ISBN 978-80-01-05557-1.
9. Tatra a. s. [online]. 2007 [cit. 2015-03-28]. Dostupné z: tatra.wbs.cz
10. TECHNICAL MANUAL FOR TRUCK, TRACTOR, LIGHT EQUIPMENT TRANSPORTER (LET), 8X8 M983A4. *Scribd* [online]. 2008 [cit. 2015-03-21]. Dostupné z: <http://www.scribd.com/doc/244507137/TM-9-2320-341-10>
11. DAF YP 408. *Alles over de DAF YP408, pantserwagen bij het Nederlandse leger*. [online]. 1999 [cit. 2015-04-04]. Dostupné z: <http://www.dafyp408.nl/>
12. DAF 328. *DAF terreinvoertuig met zes-wielaandrijving Type YA 328* [online]. 2013 [cit. 2015-04-04]. Dostupné z: 12. http://commons.wikimedia.org/wiki/File:DAF_terreinvoertuig_met_zes-wielaandrijving_Type_YA_328.JPG
13. *Power take-offs and power take-off shaft drives* [online]. 2011 [cit. 2015-04-11]. Dostupné z: <http://adlib.eversite.co.uk/adlib/defra/content.aspx?id=000HK277ZX.0BZJLTGEB3GC4>
14. SOV - MAZ-7906 [online]. 2011 [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: <http://forum.valka.cz/topic/view/111593/SOV-MAZ-7906>
15. TATRA VÁS DOSTANE DÁL [online]. 2015 [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: <http://www.tatra.cz/>
16. Dynamika jízdy vozidel. *Operační program Vzdělávání pro konkurenceschopnost* [online]. 2010 [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: 16. <http://opvk.cdvinfo.cz/file/dynamika-jizdy-vozidel>