



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

METODY PRO NÁVRH A TESTOVÁNÍ HNACÍCH ÚSTROJÍ VOZIDEL

DRIVELINE DESIGN AND TESTING METHODS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Poláček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Fojtášek, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Jan Poláček
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojírenství
Vedoucí práce:	Ing. Jan Fojtásek, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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 bakalářské práce:

Metody pro návrh a testování hnacích ústrojí vozidel

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hnací ústrojí u vozidel se spalovacím motorem jsou neustálým vývojem dále zdokonalována z hlediska efektivity přenosu výkonu motoru i z hlediska regulace dynamiky jízdy. Další vývoj v oblasti hnacích ústrojí se uskutečňuje také u elektromobilů. Všechny druhy hnacích ústrojí však musí vyhovovat především z hlediska spolehlivosti a životnosti. Pro zajištění těchto požadavků se používají specializované výpočtové nástroje v předprototypové fázi vývoje i sofistikované zkušební stavy pro životnostní zkoušky reálných prototypů.

Cíle bakalářské práce:

Cílem této práce je rešerše základních prvků hnacích ústrojí vozidel a metod používaných při vývoji hnacích ústrojí od výpočtových nástrojů až po testovací stavy. Práce bude obsahovat:

- rešerši a popis hnacích ústrojí moderních vozidel s pohonem 4x2 i 4x4,
- shrnutí nejčastěji používaných simulačních nástrojů hnacích ústrojí a jejich využití,
- popis zkušebních stavů pro životnostní testy těchto ústrojí.

Seznam doporučené literatury:

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

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá metodami návrhu a následného testování hnacích ústrojí vozidel. V první části práce jsou popsány a vysvětleny jednotlivé komponenty hnacích ústrojí a možnosti jejich uspořádání. Následně jsou vysvětleny zkušební metody používané při vývoji hnacího ústrojí vozidla, na které jsou kladeny stále vyšší nároky z hlediska jejich efektivity a spolehlivosti. Proto tato práce shrnuje sofistikované výpočtové a simulační nástroje, používané při návrhu a vývoji hnacích ústrojí vozidel. V závěru práce je zvažena důležitost simulace a testování při vývoji hnacích ústrojí.

KLÍČOVÁ SLOVA

hnací ústrojí, zkušební stav, simulační nástroj, převodovka

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the methods of designing and testing of vehicle drivetrains. The first part of the thesis describes and explains the individual drivetrain components and their possible arrangements. Then, the test methods used in the development of vehicle drivetrains, which are increasingly demanded in terms of their efficiency and reliability, are explained. Therefore, this thesis summarizes the sophisticated simulation tools used in the design and development of vehicle drivetrains. In conclusion of thesis the importance of simulation and testing of drivetrain is considered.

KEYWORDS

drivetrain, test bench, simulation tool, transmission

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POLÁČEK, J. *Metody pro návrh a testování hnacích ústrojí vozidel*. Brno, 2023. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Jan Fojtášek. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149626>



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jan Fojtášek, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....

Jan Poláček

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu Ing. Janovi Fojtáškoví Ph.D. za jeho rady, ochotu a odborné vedení této práce. Dále bych rád poděkoval své rodině a přítelkyni za podporu při tvoření této práce, ale i po dobu mého studia.

OBSAH

Úvod	11
1 Spojky	12
1.1 Třecí spojky	12
1.2 Hydrodynamické spojky	13
2 Převodovky	15
2.1 Stupňové převodovky	15
2.1.1 Dvouhřídelové převodovky	15
2.1.2 Tříhřídelové převodovky	16
2.1.3 Synchronizace převodů.....	16
2.2 Samočinné převodovky.....	17
2.2.1 Planetové převodovky s hydrodynamickým měničem.....	17
2.2.2 Plynulé převodovky	19
2.2.3 Dvouspojkové převodovky.....	20
3 Rozvodovka	21
4 Kloubové hnací hřídele	23
4.1 Spojovací kloubové hřídele	23
4.2 Příčné hnací hřídele	24
5 Koncepce uspořádání hnacího ústrojí	25
5.1 Vozidla s pohonem 4×2	25
5.1.1 Vozidlo s motorem vpředu a pohonem zadních kol.....	25
5.1.2 Vozidlo s motorem vzadu a pohonem zadních kol.....	26
5.1.3 Vozidla s motorem vpředu a pohonem předních kol.....	26
5.2 Vozidla s pohonem 4×4	27
5.2.1 Stálý pohon všech kol.....	28
5.2.2 Samočinně připojitelný pohon všech kol	29
5.2.3 Manuálně připojitelný pohon všech kol	30
6 Testování hnacích ústrojí	31
6.1 Rozdělení zkušebních stavů.....	31
6.1.1 Zkušebny s otevřeným mechanickým zatěžovacím okruhem.....	31
6.1.2 Zkušebny s otevřeným elektrickým zatěžovacím okruhem	32
6.1.3 Zkušebny s uzavřeným mechanickým zatěžovacím okruhem	33
6.1.4 Zkušebny s uzavřeným elektrickým zatěžovacím okruhem.....	34
6.1.5 Tekutinové zatěžovací okruhy.....	34
6.2 Zkoušky spojek.....	35
6.3 Zkoušky převodovek a rozvodovek.....	35
6.4 Zkoušky kloubových hřídelů	38
7 Simulační nástroje hnacích ústrojí	40
7.1 Virtual Dynamics FEV STS	42
7.2 Adams Car	42
7.3 Simscape Driveline	44
7.4 GT Suite.....	45

Závěr	47
Použité informační zdroje	49
Seznam použitých zkratek a symbolů	52

ÚVOD

Za hnací ústrojí v automobilovém průmyslu se považuje soubor komponentů, které přenášejí mechanickou energii vyrobenou motorem a distribuují ji k hnacím kolům vozidla. Úkolem hnacího ústrojí je přizpůsobení výstupního výkonu a kroutícího momentu motoru na požadovanou hodnotu potřebnou k jízdě. Mezi komponenty se řadí spojka, převodovka, hnací hřídel, rozvodovka s diferenciálem a hnací osy. Jednotlivé části hnacího systému budou v této práci popsány, představeny jejich druhy a vysvětlen základní princip jejich činnosti.

Na automobilovém trhu existuje nepřehledné množství vozidel s různými hnacími ústrojími, které se na první pohled mohou zdát zcela rozdílné, při bližším zkoumání však ve všech najdeme vždy stejné komponenty, které jsou jinak poskládány do jednoho celku. Rozlišujeme vozidla, která mají poháněnou jednu nápravu, označována jako 4×2, a vozidla s poháněnými oběma nápravami, tedy všemi koly, označována jako 4×4. Dále je pak na výběr, která z náprav bude poháněna, nebo na kterou je umístěn motor. Nejznámější a nejčastěji používané koncepce automobilů jsou v této práci představeny a popsány jejich výhody a nevýhody.

Při vývoji hnacích soustav vozidel musí být ověřena jejich spolehlivost a životnost za krátkou dobu. Proto tato práce představuje využívané zkušební stavy, pomocí kterých je v řádu dní ověřena funkčnost, spolehlivost a životnost jednotlivých komponentů hnacího ústrojí. Musí být však ověřena i požadovaná funkčnost hnacího ústrojí jako celku, proto jsou v této práci popsány i zkušební stavy a metody pro testování celého hnacího ústrojí. Pro fyzické testování však musí být vyrobeny první prototypy, proto se v dnešní době s výhodou používají výpočtové simulační nástroje, pomocí kterých je hnací ústrojí navrženo. Ve virtuálním prostředí je pak nasimulován chod a funkčnost hnacího ústrojí, při kterém je ověřena zatížitelnost každé součásti, vypočtena její životnost, na základě čehož je do výroby poslán prototyp, na kterém už je při fyzických testech pouze ověřen předešlý výpočet. Tato práce představuje některé sofistikované simulační nástroje a popisuje možnosti jejich využití.

Cílem této práce je shrnout a popsat postup při vývoji nových hnacích ústrojí nebo při snaze zdokonalit již existující. Pro dnešní automobily platí čím dál přísnější emisní normy, jejichž jedním z cílů je snížení spotřeby paliva na ujetou vzdálenost vozidla. To lze ovlivnit celkovou účinností přenosu mechanické energie hnacím ústrojím. Proto je důležité se tímto tématem zabývat.

V závěru této práce lze zhodnotit, zdali simulační nástroje nejsou na takové úrovni, že by mohlo dojít k úplnému vypuštění fyzických testů prototypů, čímž by došlo k další úspoře energie během vývoje hnacího ústrojí vozidel.

1 SPOJKY

Spojka je spojovacím článkem mezi klikovým hřídelem motoru a vstupním hřídelem převodovky. Její hlavní funkcí je oddělení motoru od zbytku pohonu. Při vypnutí spojky dojde k přerušení přenosu točivého momentu, což je nezbytné při stání automobilu s běžícím motorem nebo při rozjezdu. Pozvolným zapínáním spojky, spojeným s jejím prokluzem, dojde k postupnému vyrovnání otáček výstupního hřídele motoru a zbytku převodového ústrojí, čímž se docílí rozjezdu automobilu. Spojku v automobilu ovládá řidič pomocí pedálu, který je součástí ovládacího mechanismu spojky, ale spojku je možno také ovládat automaticky pomocí řídicí jednotky. Její další funkcí je tlumení torzních vibrací pocházejících z klikového hřídele motoru nebo vyrovnání nesouososti hřídelů. Každá spojka má hnací a hnanou část. Podle vzájemného silového působení těchto částí spojky rozeznáváme třecí, hydraulickou a elektromagnetickou spojku, která se ale v dnešních automobilech téměř nevyskytuje [1, 2].

1.1 TŘECÍ SPOJKY

Třecí spojka (Obrázek 1) je dnes nejrozšířenějším typem v automobilovém průmyslu. I přes mírné konstrukční rozdíly jednotlivých automobilů najdeme ve všech třecích spojkách setrvačnick, spojkový neboli hnaný kotouč, přitlačný kotouč a pružinu [1]. Spojkový neboli hnaný kotouč pružiny tlačí na přitlačný kotouč, který je spojen pomocí listových pružin se štítem spojky. Štít spojky je pak pomocí šroubů upevněn k setrvačnicku. Protože při přenosu vzniká teplo, které by mohlo negativně ovlivnit chování pružin, vkládají se mezi pružiny a přitlačný kotouč izolační podložky.



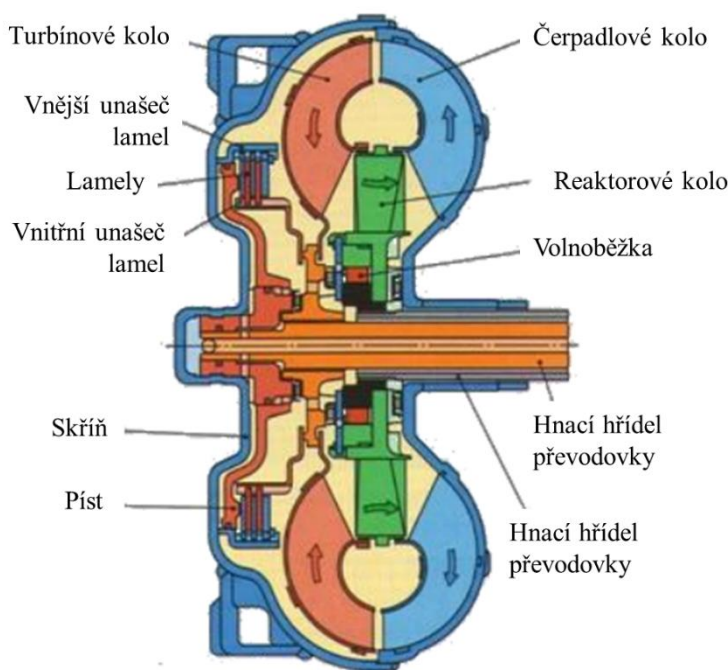
Obrázek 1 Třecí suchá spojka [4]

Aby mohlo docházet k vypínání spojky, musí se spojkový i přitlačný kotouč axiálně posouvat. Spojkovému kotouči je to umožněno drážkováním mezi nábojem kotouče a vstupním hřídelem převodovky, přitlačný kotouč se tak pohybuje díky listovým pružinám. Na přitlačný kotouč jsou našroubované vypínací páčky, které jsou stlačované přes ložisko pomocí ovládacího mechanismu, který může být mechanický pákový nebo hydraulický [3].

U moderních osobních automobilů je téměř vždy použito hydraulické vypínací ústrojí. Sešlápnutím spojky se vytlačí kapalina z ovládacího válce se zásobní nádržkou přes hadičku do pracovního válce, kde píst ovládá vysouvací páku, která manipuluje s vypínacím ložiskem, pružinou nebo vypínacími páčkami. Oproti mechanickému ústrojí, kde je spojka ovládána pomocí lanka a páky, má hydraulický systém velkou výhodu v nižší potřebné ovládací síle a celkové větší účinnosti díky menším ztrátám [1].

1.2 HYDRODYNAMICKÉ SPOJKY

Hydrodynamická spojka (Obrázek 2) se používá zejména u vozidel s automatickou převodovkou. Skládá se ze dvou hlavních částí a to z čerpadla a turbíny. Čerpadlo neboli čerpadlové kolo je spojeno s hnacím hřídelem motoru, turbínové kolo je spojeno s převodovkou (hnaným hřídelem). Obě kola jsou uzavřena ve společné skříní naplněné olejem, která má tvar anuloidu. Skříň spojky se dělí na dvě poloviny. Jedna polovina je tvořena radiálním lopatkovým čerpadlem pevně spojeným se setrvačником. Ve druhé se nachází turbína. Skrz skříň, která je společná pro obě poloviny také prochází hřídel dále k převodovce, který je s turbínou pevně spojen [1].



Obrázek 2 Popis hydrodynamické spojky [3]

Při spuštění motoru se roztočí setrvačnik zároveň s čerpadlovým kolem a celou skříní spojky. Olej v lopatkovém kole čerpadla se začne vlivem odstředivé síly pohybovat radiálním směrem od hřídele, na vnějším obvodu přetéká do kola turbíny a začne ho unášet. Se zvýšením otáček se úměrně druhou mocninou zvýší odstředivá síla, proto i točivý moment přenášený spojkou vzrůstá s druhou mocninou otáček. Při volnoběžných otáčkách je přenášený moment nepatrný, spojka prokluzuje a vozidlo stojí. Při vzrůstajících otáčkách se však přenášený moment rychle zvyšuje a v oblasti vysokého točivého momentu motoru dokonce přenáší

výkon jen s malým skluzem. Prokluzem spojky se ztrátový výkon mění v teplo, které je potřeba odvádět, aby nedocházelo k přehřívání spojky. K tomu slouží žebra na vnějším obvodu skříně spojky [5].

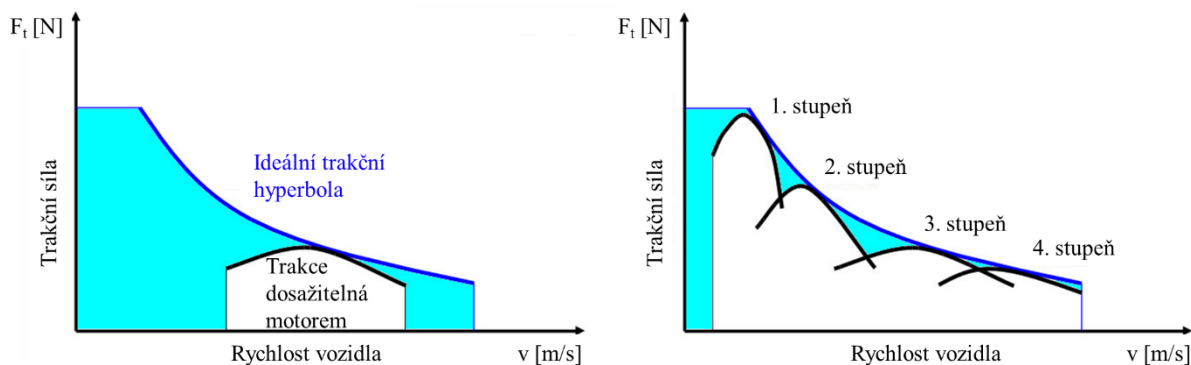
Mezi velkou výhodou hydrodynamické spojky se řadí schopnost velkého tlumení rázů, torzních kmitů a výkyvů v zatížení. Vzhledem k nedocházejícímu dotyku kovových částí spojka podléhá minimálnímu opotřebení. Spojku není možné rozpojit, proto se kombinuje s klasickou třecí spojkou pro zajištění řazení jednotlivých převodových stupňů. Vzhledem k nenulovému točivému momentu při stání vozidla je nutno spojku zabrzdit, k čemuž se do konstrukce přidává volnoběžka [3].

2 PŘEVODOVKY

Převodovky se používají ke změně velikosti přenášeného točivého momentu. Smyslem převodovky je umožnit změnu převodu mezi motorem a hnacími koly tak, aby měl motor bez ohledu na rychlost jízdy optimální otáčky, při kterých má nejvyšší výkon. Převodovka také musí umožnit pomocí zpětného chodu couvání automobilu nebo volný chod motoru při sepnuté spojce a stojícím vozidle. Při tom se všechna soukolí nastaví tak, aby hnací hřídel byl odpojen od hřídele hnaného [2].

Nejpoužívanější typy převodovek využívají spoluzabírající ozubená kola. Podle převodového poměru se rozlišuje převod „dopomala“ nebo „dorychla“. Při převodovém poměru $i > 1$ se snižují otáčky motoru na úkor zvyšujícího se točivého momentu. Toho se využívá při rozjezdu, zrychlování nebo jízdě do stoupání. Pro vysokou rychlost se naopak musí výstupní otáčky zvýšit podle převodového poměru $i < 1$. Mnoho moderních automobilů má poslední převodový stupeň zvolen pro vysokou úsporu paliva s malým převodovým poměrem, kterým se při jízdě na rovině vysokou rychlostí zaručí nízké otáčky, což vede k úspoře paliva a prodloužení životnosti motoru [1].

Při rozjezdu vozidla je potřeba docílit co největší trakční síly. V případě dostupnosti maximálního výkonu v celém rozsahu provozních otáček vznikne ideální trakční hyperbola (Obrázek 3). Ale vzhledem ke konkrétnímu pásu otáček, kde má motor nejvyšší výkon, dochází k pokrytí pouze části širě provozních podmínek. K co největšímu přiblížení k ideální trakční hyperbole se musí upravovat výstupní otáčky a točivý moment motoru, čehož lze docílit více stupňovou převodovkou [3]. Obecně platí, že použitím více převodů lze dosáhnout nejlepší aproximace ideální trakční hyperboly (Obrázek 3).



Obrázek 3 Ideální trakční hyperbola [6]

2.1 STUPŇOVÉ PŘEVODOVKY

Stupňové převodovky jsou převodovky s ozubenými čelními koly. Při změně jednotlivých rychlostních stupňů se následkem vypnutí spojky vždy přeruší přenos točivého momentu.

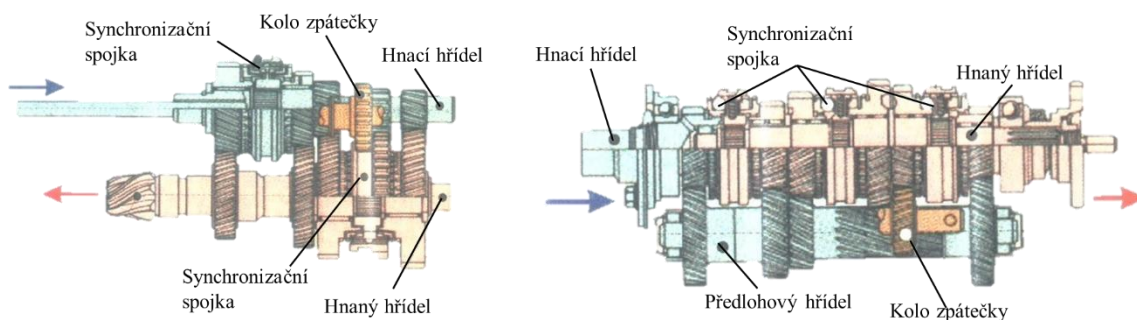
2.1.1 DVOUHŘÍDELOVÉ PŘEVODOVKY

Dvuhřídelová převodovka (Obrázek 4) přenáší točivý moment pro všechny rychlostní stupně vždy jen jedním párem ozubených kol. Vzhledem k tomuto faktu má tento typ převodovky

velmi dobrou účinnost s výjimkou posledního rychlostního stupně, neboť není možný přímý záběr, při kterém dojde k spojení hnacího a hnaného hřídele [3].

2.1.2 TŘÍHŘÍDELOVÉ PŘEVODOVKY

Tříhřídelová převodovka (Obrázek 4) má společnou osu otáčení pro hnací a hnanou hřídel. Točivý moment motoru se přenáší malým ozubeným kolem, které je ve stálém záběru s největším kolem na předlohovém hřídeli. Předlohový hřídel má stejný počet ozubených kol, jako má převodovka rychlostních stupňů včetně zpětného chodu. Každé kolo předlohy je v záběru s příslušným kolem na výstupním hřídeli. Tříhřídelová převodovka na rozdíl od dvouhřídelové umožňuje přímý záběr, při kterém se točivý moment od motoru přenáší přímo přes zubovou spojku na hnaný hřídel vystupující z převodovky. V tomto případě se předlohový hřídel taktéž otáčí, avšak nepřenáší žádný moment. Při přímém záběru převodovka pracuje bez ozubených kol, ale při všech ostatních převodech používá vždy dva páry ozubených kol [3].



Obrázek 4 Dvouhřídelová (vlevo) a tříhřídelová (vpravo) převodovka [3]

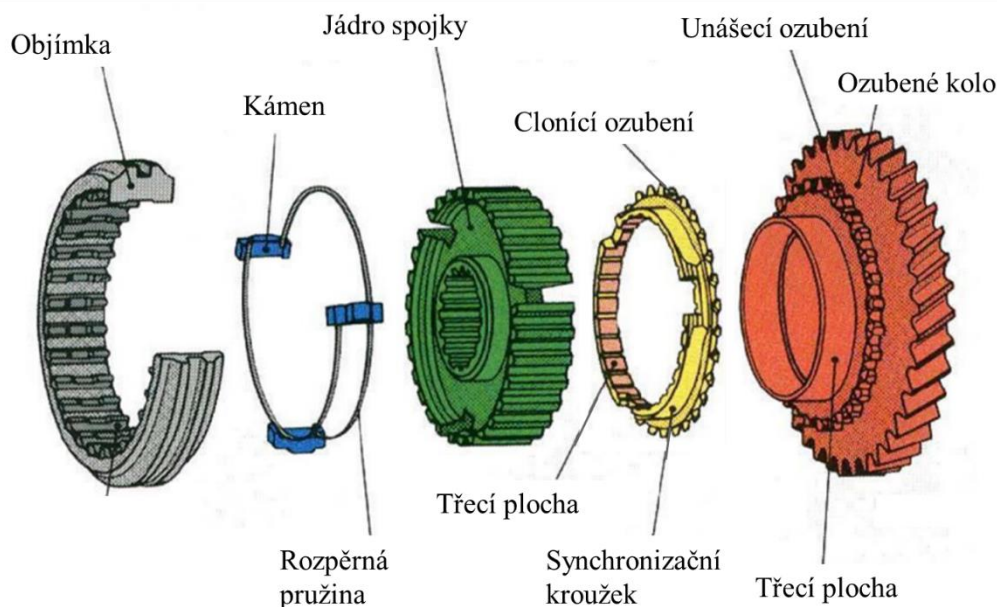
2.1.3 SYNCHRONIZACE PŘEVODŮ

Aby bylo možné plynule, bezhlučně a rychle přerazovat mezi jednotlivými rychlostními stupni, využívá se v převodovkách synchronizační zařízení. Jeho úkolem je vyrovnání rozdílů obvodových rychlostí jednotlivých ozubených kol, k čemuž využívá tření kuželových ploch ozubeného kola a synchronizační spojky. U synchronizovaných převodovek jsou všechna kola, kromě zpětného chodu, ve stálém záběru a pro docílení tiššího provozu využívají šikmé ozubení [1].

Ozubené kolo hnacího hřídele má kromě šikmého ozubení ještě i unášecí ozubení a třecí kužel. Kolo na hnaném hřídeli má stejné ozubení a taktéž třecí kužel. Mezi oběma koly je na drážkách hnaného hřídele uloženo posuvné jádro synchronizační spojky s vnějším ozubením, na kterém se pohybuje přesuvná objímka, která je proti samovolnému pohybu zajištěna obvodovou drážkou, do níž zasahují přitlačované kuličky. Při přerazování se objímka posunuje až do chvíle, kdy dojde k vzájemnému dosednutí třecích kuželů, čímž dojde k vyrovnání otáček obou kol. Při dalším přesunutí objímky se propojí kolo s hnaným hřídelem. Tento postup však nezaručuje bezhlučné řazení, obzvláště při rychlém řazení. Proto se v dnešních automobilech používá jištěná neboli cloněná synchronizace. Ta funguje

na stejném principu popsaném výše, akorát je navíc opatřena clonícím třecím kroužkem, který zabraňuje zasunutí objímky do zubů před vzájemným vyrovnáním otáček. Clonící kroužek je na obvodu opatřen výstupky se zkosenými hranami pod stejným úhlem, jako je vybrání v objímce [3].

Na obrázku 5 je znázorněna jištěná synchronizace Borg Warner, která se kromě ozubeného kola, synchronizačního kroužku a jádra spojky skládá ze tří přitlačných kamenů a dvou pružin. Přitlačné kameny jsou vedeny jádrem a přitlačovány k objímce pomocí pružin. Tři vybrání synchronizačního kroužku zabraňují pootočení vůči přitlačným kamenům, to znamená vůči jádru spojky [3].



Obrázek 5 Synchronizační zařízení Borg Warner [3]

2.2 SAMOČINNÉ PŘEVODOVKY

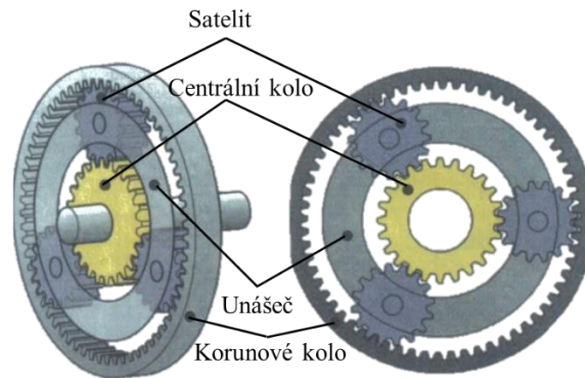
Samočinné neboli automatické převodovky zjednodušují ovládání vozidla, neboť změnu rychlostních stupňů provádí automaticky. Podíl automatických převodovek v dnešních automobilech neustále vzrůstá. V některých modelech se dokonce už ani jiný typ převodovky nepoužívá [7].

2.2.1 PLANETOVÉ PŘEVODOVKY S HYDRODYNAMICKÝM MĚNIČEM

Jedná se o klasickou koncepci automatické převodovky. Hydrodynamický měnič funguje obdobně jako výše popsaná hydrodynamická spojka (Obrázek 2). U měniče je navíc vložen mezi čerpadlové a turbínové kolo násobič točivého momentu neboli reaktorové kolo. Při proudění kapaliny na reaktorové kolo se zakřivenými lopatkami vzniká reakční síla, která zvýší točivý moment turbíny [3].

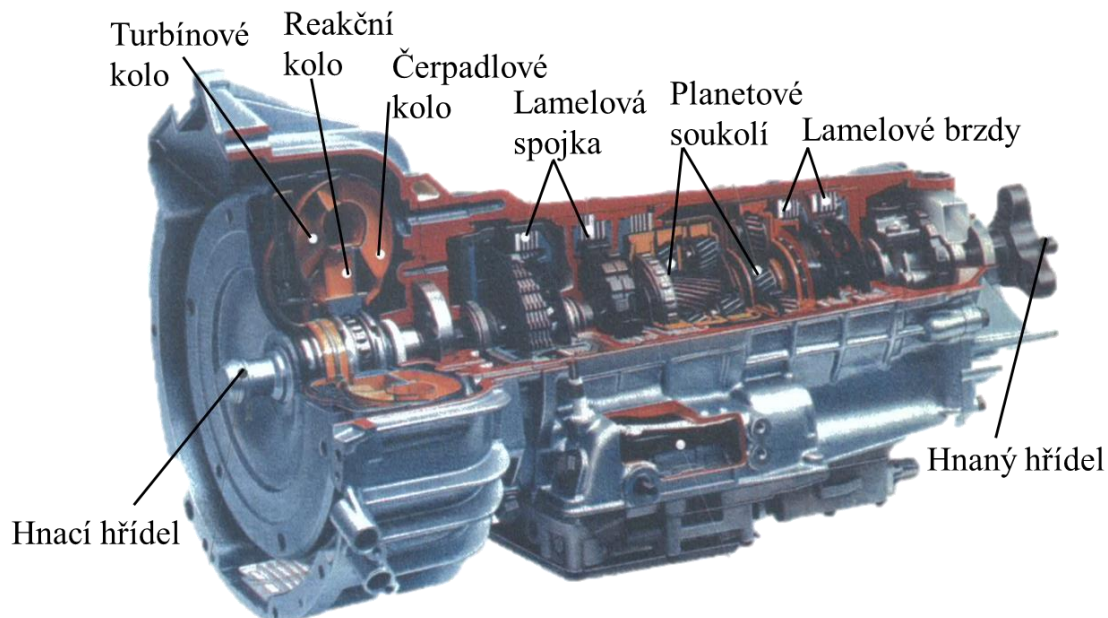
Za hydrodynamickým měničem je umístěna planetová převodovka, která mění točivý moment a smysl otáčení při zpětném chodu. Planetové převodovky umožňují řazení převodových

stupňů pod zatížením, což znamená že nedojde k přerušení přenosu točivého momentu. Soukolí planetového převodu (Obrázek 6) je tvořeno satelity, unášečem satelitů, korunovým kolem a centrálním kolem. Všechny otočné části jsou soustředěny okolo hlavní osy. Satelity jsou uloženy na čepech unášeče satelitů a jsou v záběru s ozubením centrálního kola i s vnitřním ozubením kola korunového [1].



Obrázek 6 Schéma soukolí planetového převodu [3]

U planetové převodovky (Obrázek 7) není potřeba vzájemně vyrovnávat otáčky řazených částí. Převody planetového soukolí jsou uskutečněny buď pohonem centrálního nebo korunového kola a zabrzděním příslušných kol, nebo vzájemným spojením všech ozubených kol. Jako řadící členy se používají lamelové spojky a pásové brzdy. Protože u planetových převodovek by bylo složité přepínat výstup na jednotlivé členy, používají se dvě nebo tři planetová soukolí za sebou [3].

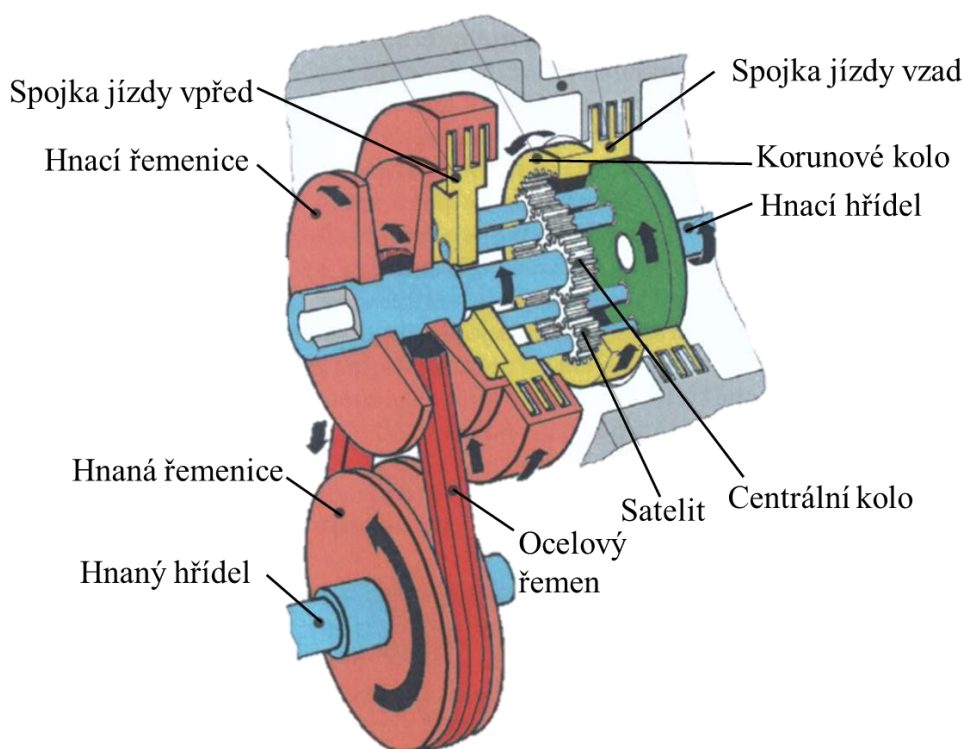


Obrázek 7 Řez samočinnou pětistupňovou převodovkou [3]

2.2.2 PLYNULÉ PŘEVODOVKY

Plynulá neboli bezstupňová převodovka je obecně označována jako CVT převodovka. Tento typ převodovky mění převodový poměr plynule v závislosti na jízdních podmínkách. Teoreticky jsou to nejvhodnější převodovky pro použití v automobilu se spalovacím motorem, protože vždy dokážou udržovat otáčky motoru v optimálním rozsahu. Plynulou změnu převodu nelze docílit ozubenými koly, proto se u tohoto typu převodovek točivý moment přenáší pomocí tření. Pro přenášené velké točivé momenty se používá spojení hydrodynamického měniče a bezstupňové převodovky, což také zaručí plynulý rozjezd [5].

Hnací část převodovky (Obrázek 8) je tvořena nastavitelnou hnací řemenicí a planetovým soukolím, které umožňuje kromě jízdy vpřed i zpětný chod. S klikovým hřídelem motoru je pevně spojen unášec satelitů, s korunovým kolem je spojena lamelová spojka pro jízdu vzad. Hlavní částí převodovky je variátor, který je složen ze dvou klínových řemenic, kdy každá je složena ze dvou kuželových kotoučů. Jeden kotouč je pevně uložen, druhý se může vůči prvnímu axiálně posouvat. Nepohyblivá část hnací řemenice je pevně spojena s centrálním kolem planetového soukolí, pohyblivá část hnací řemenice je spojena s lamelovou spojkou pro jízdu vpřed. Nepohyblivý kotouč hnané řemenice je pevně spojen s hnaným neboli výstupním hřídelem [3, 5]. Přenos točivého momentu mezi řemenicemi zajišťuje ocelový ohebný pás složený z mnoha článků navlečených na dvou ohebných ocelových prstencích [3].

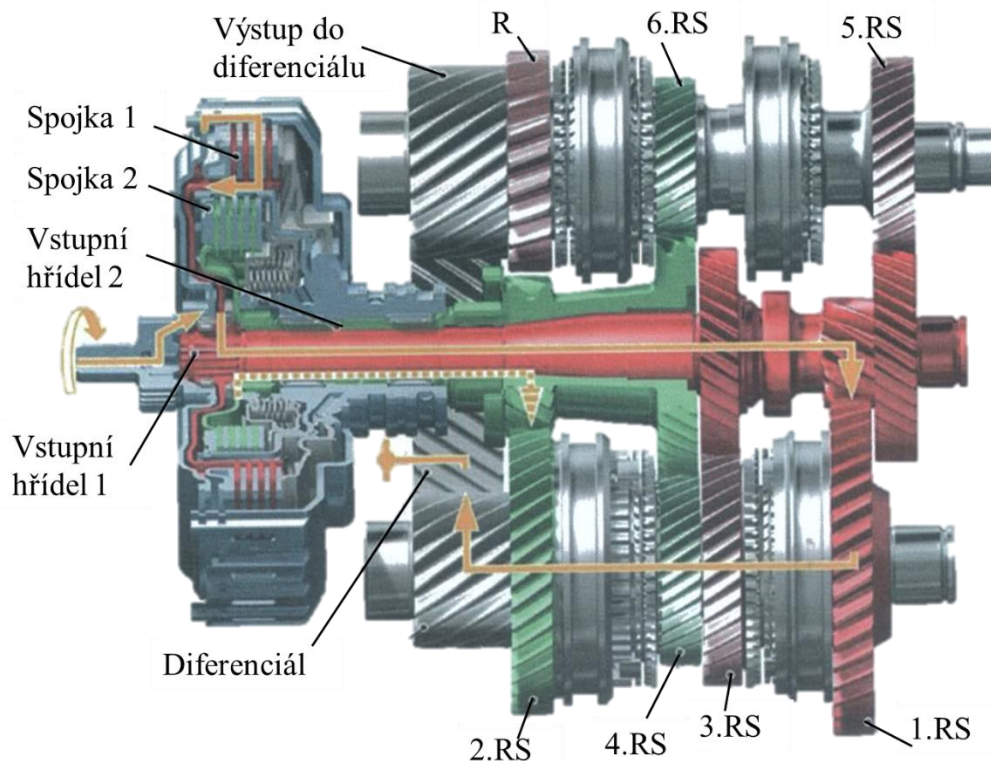


Obrázek 8 Řez samočinnou bezstupňovou převodovkou [3]

Požadovaného převodového poměru je dosaženo posuvem jedné části řemenice, přičemž tento pohyb musí být synchronizovaný s druhou posuvnou částí, aby ocelový pás byl napnutý. Tímto axiálním posuvem se zvětšuje nebo zmenšuje činný poloměr řemenice a tím i výsledný převod. Velkých převodových poměrů se docílí přiblížením obou částí řemenice hnané a oddálením obou částí řemenice hnací. Při malém převodovém poměru, který se využívá při vysokých rychlostech, se přiblíží obě části hnací řemenice a oddálí hnané [5].

2.2.3 DVOUSPOJKOVÉ PŘEVODOVKY

Dvouspojkové převodovky označované jako DSG převodovky (Obrázek 9) spojují výhody mechanické a automatické převodovky. Konstrukčně je převodovka řešena jako mechanická, která je složená ze dvou paralelních převodových ústrojí, které mají své vstupní i výstupní hřídele. Kvůli rozměrové optimalizaci je jeden vstupní hřídel dutý a v něm je umístěn druhý. Na prvním vstupním hřídeli je převodové soukolí s lichými převodovými stupni a zpětným chodem, na druhém se sudými [3].



Obrázek 9 Převodovka DSG (zařazený 1. RS) [3]

Důležitý význam u tohoto typu převodovky má taktéž spojka, která používá dva nezávislé páry lamelových ústrojí, které zapínají tok momentu na jednotlivé hřídele. Jedna spojka má větší průměr, proto je využívána na sadu lichých převodových stupňů z důvodu většího točivého momentu při rozjezdu vozidla. Ovládání spojky je řešeno hydraulicky, kdy zdrojem tlaku je olejové čerpadlo. Celá spojka je ponořena v olejové lázni. Při řazení jednotlivých stupňů se nejprve aktivuje druhá spojka, přičemž dojde k rozdělení momentu mezi jednotlivé hřídele. Už v tomto okamžiku je předvolen cílený rychlostní stupeň. V okamžiku přeřazení se první spojka rozepe a druhá ihned sepne. Ke snížení opotřebení je přeřazení ještě doprovázeno přiškrcením škrtecí klapky, resp. omezením vstříku [3, 5].

V současnosti se hojně používají dva typy DSG převodovek. Kromě výše popsaného ještě existuje převodovka se suchými spojkami určená pro motory s menším výkonem a točivým momentem, založená na spínání suchých spojek. Mezi hlavní výhody se řadí vyšší účinnost, poněvadž se nemusí počítat s určitou ztrátou výkonu pro pohon olejového čerpadla. Mezi nevýhody patří riziko vzdušné koroze, přehřívání nebo vyšší opotřebení [8].

3 ROZVODOVKA

Rozvodovka se skládá ze stálého převodu hnací nápravy a diferenciálu, přičemž oboje ústrojí je uloženo ve skříni rozvodovky [1]. Účelem stálého převodu je zvětšení momentu přivedeného z převodovky a rozvedení hnacího momentu na hnaná kola. Jestliže je motor ve vozidle uložen podélně, musí se točivý moment rozvést na hnací kola, která jsou kolmo k ose vozidla, prostřednictvím kuželového stálého převodu. Ten je tvořen hnacím ozubeným kolem s kuželovým ozubením, které je v záběru s ozubením talířového kola. Talířové kolo je spojeno s klecí diferenciálu, v níž jsou uložena centrální kola pohánějící obě hnací hřídele kol. Pokud leží osy pastorku a talířového kola v jedné rovině, nazýváme toto uspořádání nevyoseným soukolím. Častěji se ale používá uspořádání, kdy jsou osy mimoběžné, které se nazývá vyoseným neboli hypoidním soukolím. To má za následek tišší chod a větší životnost, protože je současně v záběru více zubů. Taktéž hypoidním soukolím lze uspořádat prostor, protože je spojovací hřídel uložen níže. Důsledkem tohoto uložení je středový tunel nižší a také těžiště vozidla se nachází níže. U vozidel s příčně uloženým motorem se nemusí měnit směr přenosu točivého momentu, proto se používá převod s čelními ozubenými koly se šikmými zuby. V tomto případě je rozvodovka uložena ve stejné skříni s převodovkou [1, 3].

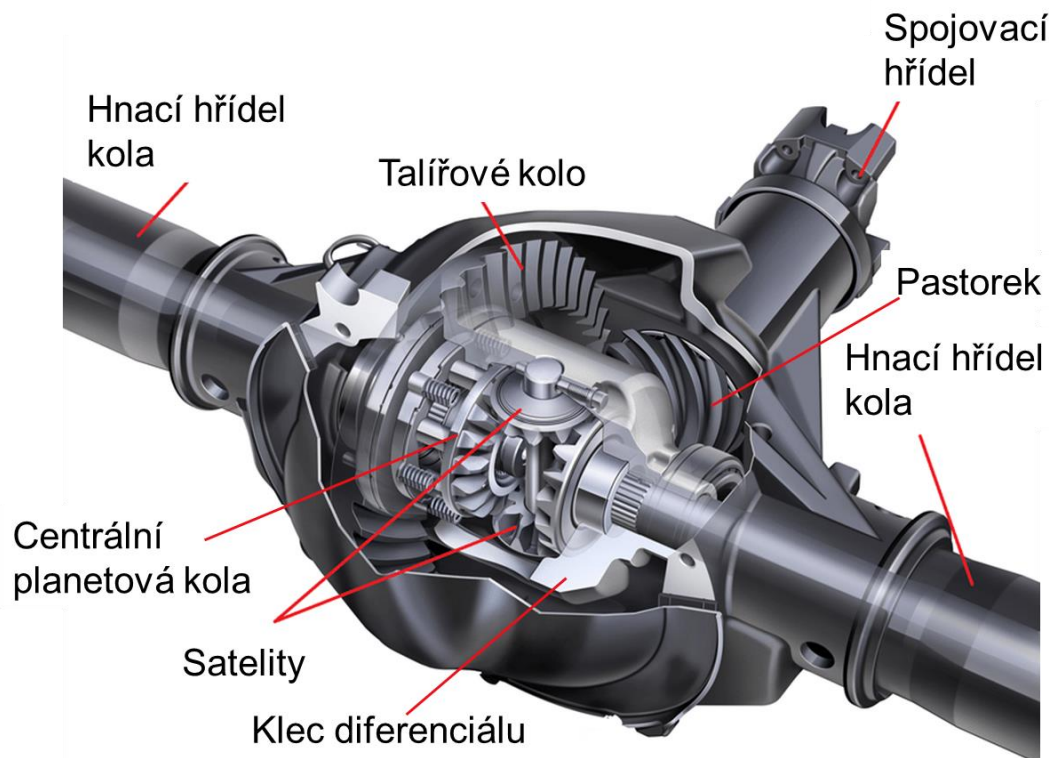
Diferenciál umožňuje vyrovnání rozdílných otáček hnacích kol při jízdě v zatáčce a zároveň rozděluje točivý moment na obě kola. Kdyby byla kola nasazena na pevném hřídeli, na kterém by měla stejné otáčky, při jízdě v zatáčce by nastal prokluz kola, který zvyšuje opotřebení pneumatik a hnacích komponentů. Diferenciál rozděluje točivý moment na obě kola ve stejném poměru i v případě jejich rozdílných otáček [5].

Jedním z používaných typů je kuželový diferenciál (Obrázek 10). Ten navazuje na stálý převod s ozubeným kuželovým pastorkem, který je popsán výše. Točivý moment je přenášen z pastorku na talířové kolo stálého převodu. Při jízdě v přímém směru se s talířovým kolem otáčí společně i klec diferenciálu a satelity, které tvoří nepohyblivou zubovou spojku mezi klecí a centrálními koly. Satelity se neotáčejí, ale pouze obíhají stejnými otáčkami jako klec diferenciálu. Centrální kola mají stejné otáčky jako klec diferenciálu, takže se točivý moment rozděluje rovnoměrně na kola automobilu. Při jízdě zatáčkou, kdy se začne zpomalovat vnitřní kolo, se zároveň zpomalí i jeho hnací hřídel a příslušné centrální kolo. Obíhající satelity se začnou po zpomalování centrálního kole odvalovat a otáčet se. Tím se urychlí druhé centrální kolo a s ním i hnací hřídel kola jedoucí po vnějším oblouku. Vždy platí, že o co se zpomalí vnitřní kolo, o to se musí zrychlit vnější díky stejnému počtu zubů centrálních kol [3].

Druhým používaným typem je čelní diferenciál tvořen opět klecí, která je poháněna soukolím stálého převodu rozvodovky. V kleci jsou uloženy čepy čelních satelitů s přímými zuby, které jsou v záběru s přímým ozubením centrálních kol. Ty jsou opět spojeny s hnacími hřídeli kol náprav. Satelity tvoří zabírající dvojici, přitom nezabírají současně do ozubení obou centrálních kol, ale druhou polovinou zabírá s druhým satelitem. Satelity mohou být čtyři nebo šest, přičemž polovina je v záběru s jedním centrálním kolem, druhá polovina s druhým satelitem, který je v záběru s druhým centrálním kolem. Princip fungování je stejný jako u výše popsaného kuželového diferenciálu. Při průjezdu zatáčkou se vnitřní centrální kolo začne opět zpoždovat a odvalováním satelitů se vnější centrální kolo začne zrychlovat [3].

Použití diferenciálu však může být nežádoucí při jízdě po měkkém terénu nebo ledu, obecně po povrchu s malou adhezí. V případě, kdy se na kluzkém povrchu nachází jedno z poháněných kol se jeho otáčky oproti kleci diferenciálu až zdvojnásobí a vozidlo se

nedokáže rozjet. K zamezení tohoto stavu se používá závěr diferenciálu, při němž je pevně spojen pravý hnací hřídel kola s klecí diferenciálu pomocí přesuvné objímky, takže satelity se již nemohou odvalovat. Pro zjednodušení obsluhy se u některých vozidel používají samosvorné diferenciály, které při jízdě po vozovce s dobrou adhezí plní stejnou funkci jako běžné diferenciály. Když ale jedno kolo začne prokluzovat mnohem rychleji než druhé, vznikne u samosvorného diferenciálu zvýšené tření, které dovolí jen určitý rozdíl mezi otáčkami kol. V tomto případě už točivý moment není rozdělován rovnoměrně, ale větší část je přiváděna na neprokluzující kolo [3, 5].



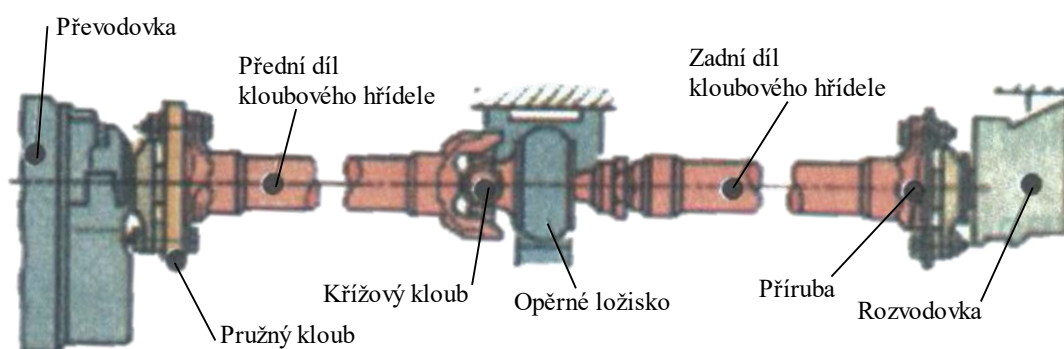
Obrázek 10 Řez kuželovým diferenciálem [9]

4 KLOUBOVÉ HNACÍ HŘÍDELE

Kloubový hřídel se používá k přenosu točivého momentu mezi dvěma od sebe oddělenými převodovými ústrojími, která vlivem svislých pohybů mění svou vzájemnou polohu. Kloubový hřídel tedy umožňuje vzájemnou výchylku os, axiální posuv nebo je schopen tlumit vibrace [1].

4.1 SPOJOVACÍ KLOUBOVÉ HŘÍDELE

Hřídel je obvykle tvořen tenkostěnnou trubkou s posuvným členem a klouby. Nejčastěji se používají dvoudílné kloubové hřídele (Obrázek 11). Přední díl je pomocí příruby a pružného kloubu spojen s převodovkou, zadní konec je uložen v opěrném ložisku. Mezi pružným kloubem a ložiskem je umístěn křížový kloub, nazývaný Kardanův, který posuvně spojuje zadní část předního dílu se zadním dílem. Konec kloubového hřídele je pomocí pružného kloubu připevněn k přírubě rozvodovky. V opěrném ložisku, které je tvořeno kuličkovým ložiskem v pryžovém pouzdře, je hřídel uložen pružně [3].



Obrázek 11 Dvoudílný kloubový hřídel [3]

Vidlice křížového kloubu jsou vzájemně spojeny křížem kloubu. Čepy kříže jsou ve vidlici kloubu uloženy v jehlových ložiskách. Křížový kloub dovoluje osovou výchylku obou částí hřídele až o 15 stupňů. Při malých odchylkách, většinou u vozidel s výkyvnou zadní nápravou, postačuje použít jeden křížový kloub. Dvojice křížových kloubů se používá většinou u tuhých náprav automobilů, která se vykyvuje kolem pevného uložení, tudíž dochází k velké změně polohy rozvodovky, při čemž se projeví nerovnoměrnost přenosu úhlové rychlosti během jedné otáčky, kdy zadní hřídel zrychluje a zpomaluje vzhledem k přednímu hřídeli [1].

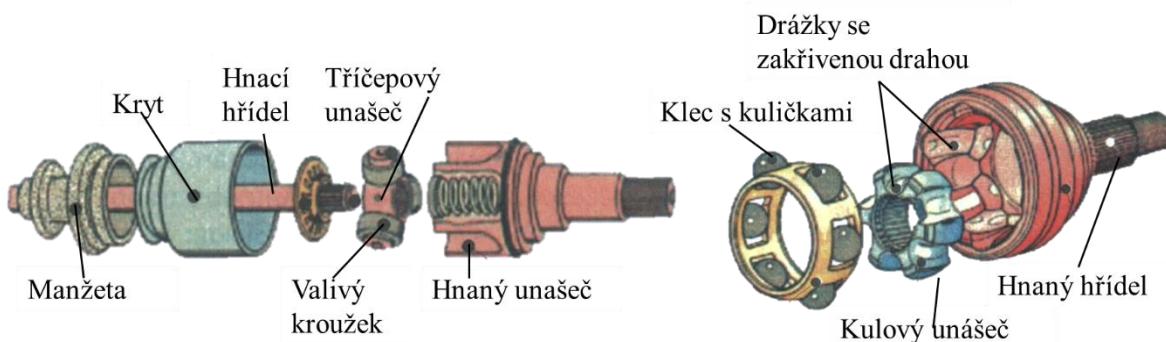
Pružné klouby umožňují pouze nepatrnou osovou výchylku a axiální posuv. Jejich hlavní funkcí je tlumení vibrací a hluku. Nejjednodušší variantou je nemazaný pryžový kotouč vyztužen ocelovým plechem. Montuje se s radiálním předpětím z výroby [3].

4.2 PŘÍČNÉ HNACÍ HŘÍDELE

Příčné hnací hřídele mají za úkol přenášet hnací moment z diferenciálu na hnací kola a u toho vyrovnávat rozdíly délek náprav při pružení. Při umístění na přední říditelné nápravě automobilu zajišťují stejný chod kol i při natočení. Přenos točivého momentu na kola probíhá přes hřídel opatřenou na koncích kuličkovými nebo tříramennými klouby [1].

Na hřideli na straně kola se používá pevný kuličkový kloub (Obrázek 12) a na straně rozvodovky tříramenný (Obrázek 12) nebo posuvný kuličkový kloub. Kuličkové stejnoběžné klouby jsou opatřeny kulovým unášečem se šesti drážkami se zakřivenou dráhou pro ocelové kuličky vedené klecí. Kuličky zasahují do drážek v unášeči i do drážek hlavy hnaného hřídele. Tyto klouby neumožňují axiální posuv, ale dovolují velkou osovou výchylku. Tříramenný kloub s trojramennou hvězdicí se používá pevný i axiálně posuvný [3].

U poháněné zadní nápravy musí mít hnací hřídele taktéž klouby kvůli změně polohy rozvodovky. Používají se taktéž tříramenné nebo kuličkové stejnoběžné klouby s obdobnou konstrukcí, pouze místo zakřivených drážek mají přímé. Další možnou variantou je hřídel s dvěma křížovými klouby [3].



Obrázek 12 Tříramenný kloub (vlevo) a kuličkový kloub (vpravo) [3]

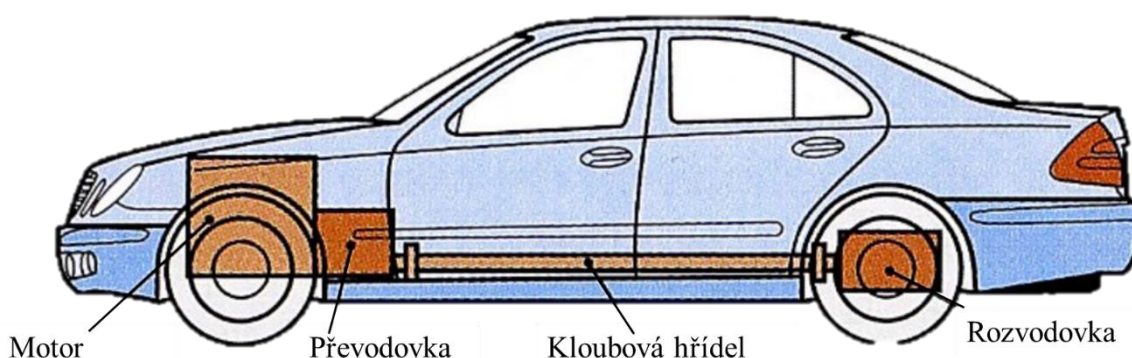
5 KONCEPCE USPOŘÁDÁNÍ HNACÍHO ÚSTROJÍ

5.1 VOZIDLA S POHONEM 4×2

5.1.1 VOZIDLO S MOTOREM VPŘEDU A POHONEM ZADNÍCH KOL

U těchto vozidel (Obrázek 13) je motor umístěn podélně přibližně ve středu přední nápravy a poháněna jsou zadní kola. Na motor je nasazena spojka s převodovkou, ze které je kloubovým hřídelem přenášen hnací moment na zadní nápravu, kde rozvodovka a diferenciál distribuují sílu jednotlivým kolům. Další možnou variantou této koncepce je umístění převodovky až na zadní nápravu zároveň s diferenciálem pro lepší rozložení hmotnosti [10]. Mezi největší výhody tohoto uspořádání patří možnost umístění velkého a dlouhého motoru nebo jednodušší konstrukce přední nápravy, což má také za následek rovnoměrnější opotřebení pneumatik, kdy přední pneumatiky zajišťují funkci řízení a zadní pneumatiky přenos výkonu na vozovku. Ještě výhodnější pohon zadních kol je u automobilů, které umožňují naložení nákladu větší hmotnosti nebo připojení přívěsu, kdy většina hmotnosti je rozložena na zadní hnací nápravě. Do automobilů s motorem vpředu a pohonem zadních kol je obvykle montována tříhřídelová převodovka, jejíž princip je popsán výše. Důsledkem je vyšší účinnost převodového mechanismu, protože tento typ převodovky umožňuje přímý záběr [11].

Počet uváděných automobilů na trh s touto koncepcí klesá kvůli složitější konstrukci. Přenos výkonu přes kloubový hřídel mezi nápravami způsobuje větší vibrace a hluk a také omezení prostoru pro posádku. Větším rizikem je také jízda po kluzké vozovce v případě, kdy jsou v automobilu například jen dvě osoby na předních sedadlech, tudíž zadní kola jsou odlehčena, což vede ke špatnému trakčnímu chování. Lze tomu předcházet rozložením zatížení v prázdném vozidle rovným dílem na každou nápravu, ne vždy je to však konstrukčně možné [11].



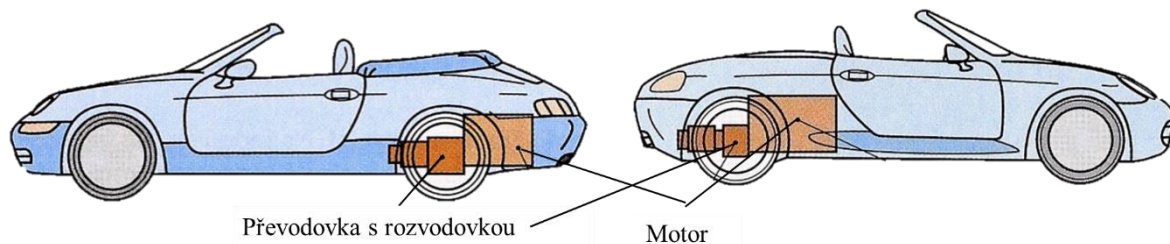
Obrázek 13 Uspořádání hnacího ústrojí s motorem vpředu a pohonem zadní nápravy [12]

5.1.2 VOZIDLO S MOTOREM VZADU A POHONEM ZADNÍCH KOL

Motor s převodovkou i rozvodovkou je uložen na nebo za zadní nápravou, přičemž pokud je před zadní nápravou, nazýváme toto uspořádání jako vozidla s motorem uprostřed. Většinou tato konfigurace (Obrázek 14) znemožňuje mít zadní sedadla, proto vozidla s motorem vzadu patří často do kategorie sportovních vozů. Motor může být uložen podélně i příčně [10].

Největší výhody této koncepce se také oceňují u sportovních vozů. Při akceleraci je zadní hnací náprava dostatečně zatížena k potlačení prokluzu kol a při zpomalování se zase dobře rozloží brzdná síla. Mezi pozitiva se také řadí krátké dráhy pro přenos výkonu, které zaručí menší ztrátovost a nižší náchylnost ke vzniku vibrací.

Kromě hlavní nevýhody vozidel s motorem vzadu z hlediska využití zavazadlového prostoru nebo absence přední deformační zóny se objevují i technické obtíže. Chlazení takto umístěného motoru je mnohem složitější, ať už vzhledem k absenci náporového vzduchového chlazení, jak je tomu u vozidel s motorem umístěným vpředu, nebo s nutností použití dlouhých hadic vodního chlazení a masivnějšího vodního čerpadla. U vozidel s motorem za zadní nápravou hrozí při prudkém projíždění zatáček přetáčivé chování vozidla [11].



Obrázek 14 Uspořádání hnacího ústrojí s motorem vzadu (vlevo) a uprostřed (vpravo) [12]

5.1.3 VOZIDLA S MOTOREM VPŘEDU A POHONEM PŘEDNÍCH KOL

Motor, převodovka, rozvodovka a diferenciál tvoří jeden celek, který může být uložen před, na nebo za přední nápravou. Takto uspořádané hnací ústrojí (Obrázek 15) je velmi kompaktní, proto může být vozidlo kratší, nebo je prostor využit pro posádku. To je pravděpodobně důvod, proč je tato koncepce v současných automobilech nejčtenější [10].

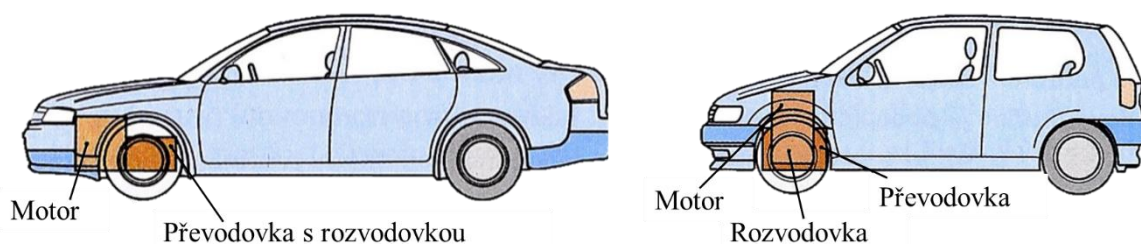
Motor vůči vozidlu může být uložen podélně i příčně. Podélné uložení, u kterého je převodovka s rozvodovkou až za motorem, se často kombinuje s většími a delšími motory. Taktéž u klasických automatických převodovek, kdy je potřeba více místa pro hydrodynamický měnič momentu, je podélné uložení výhodnější. Nevýhodou podélných ložení motorů je umístění převodky řízení, která je uložena nad převodovkou, což prodlužuje řídicí tyče [10, 11].

Příčné uložení motorů, kdy je převodovka s rozvodovkou situována vedle motoru na přední nápravě, je konstrukčně možné maximálně u šestiválcových motorů ve větším vozidle, protože je k dispozici prostor omezený podběhy předních kol. Motor s převodovkou je většinou rozložen asymetricky vůči vozidlu, čehož je důsledkem nutnost použití hnacích hřídelů nestejně délky. Avšak během zrychlování se vozidlo zvedá a hnací hřídele zaujmají různé úhly, což způsobuje nerovnoměrné momenty kolem os hřídelů, které zapříčiňují

znatelný tah na jednu stranu. Proto se u výkonných vozidel požadují hnací hřídele se stejnou délkou. Toho se docílí použitím vložené hřídele a opěrným ložiskem, takže samotné hnací hřídele jsou stejně dlouhé, tudíž vznikající momenty se navzájem eliminují.

Nehledě na variantu uložení motoru mají vozidla s motorem vpředu s pohonem předních kol řadu výhod. Mezi nejvýznamnější výhody patří dostatečné zatížení na hnaných a řízených kolech, jehož důsledkem je dobrá přilnavost k vozovce při rozjezdech a průjezdech zatáčkami i při malém obsazení nebo naložení vozidla. Při větší rychlosti v zatáčkách má však vozidlo sklon k nedotáčivosti. Tato koncepce umožňuje nejlepší využití obestavěného prostoru zejména u vozidel s motorem uloženým napříč. Vozidla, která nemají na zadní nápravě uložen motor nebo hnaná zadní kola, mohou mít konstrukčně jednodušší tuhou nebo klikovou zadní nápravu.

Nevýhody této koncepce se projeví při větším zatížení nebo připojení přívěsu, kdy dojde k odlehčení předních hnacích kol, obzvláště znatelně ve stoupání. Vysoké zatížení přední nápravy taktéž znamená použití řízení s větším převodem nebo silnějšího posilovače a nutnost instalace stejnoběžných homokinetických kloubů. Pneumatiky na přední nápravě nesou známky mnohem vyššího opotřebení způsobené nejen pohonem a řízením, ale taktéž rozložením brzdných účinků, kdy přední kola přenáší až 75 % brzdné síly [11].



Obrázek 15 Uspořádání hnacího ústrojí s motorem vpředu (podélně a příčně uložení) a pohonem přední nápravy [12]

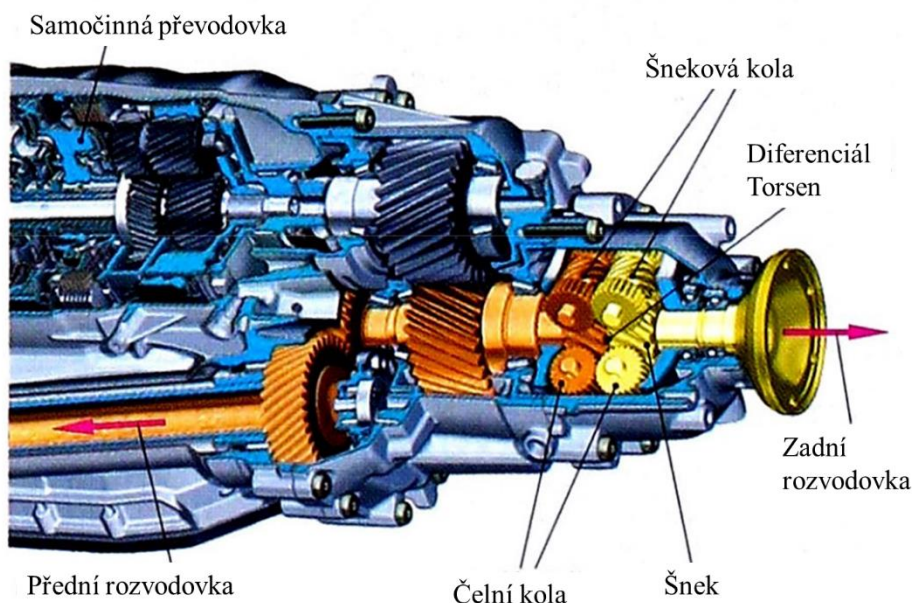
5.2 VOZIDLA S POHONEM 4×4

Pohon 4×4 je systém pohonu všech čtyř kol automobilu. Pohon může být stálý nebo se může připojovat druhá náprava. Tento systém pohonu přináší zlepšení trakce za všech jízdních podmínek, zejména na kluzké vozovce, bez ohledu na zatížení vozidla [10]. Umožňuje velkou akceleraci automobilů s vysokým výkonem. Hmotnost je rovnoměrně rozložena na nápravy, což má za následek stejnoměrné opotřebení všech pneumatik. Vozidla s pohonem všech kol jsou nejvhodnější pro tahání přívěsu. Mezi nevýhody patří zvýšené pořizovací a taktéž provozní náklady, poněvadž takto koncipovaná vozidla obvykle mají vyšší spotřebu paliva o 5 až 10 % z důvodu větší pohotovostní hmotnosti nebo vyšších mechanických ztrát. Rovněž u vozidel s pohonem všech kol se může do kabiny přenášet více hluku a vibrací z rozsáhlejšího hnacího ústrojí [10, 11].

5.2.1 STÁLÝ POHON VŠECH KOL

V tomto případě jsou trvale poháněna všechna čtyři kola. K propojení přední a zadní nápravy se používá viskózní spojka nebo mezinápravový diferenciál, který rozděluje točivý moment v určitém poměru mezi přední a zadní nápravu. Mezinápravový diferenciál se používá k eliminaci pnutí v hnacím ústrojí, které vzniká v důsledku rozdílných otáček kol přední a zadní nápravy. Jedním z používaných typů je kuželový diferenciál popsáný výše, kdy i v tomto případě se instaluje uzávěr diferenciálu, který se aktivuje při velkém prokluzu kol. V současnosti se jako levnější varianta místo klasické uzávěry nahrazuje řešením, při kterém elektronika spolupracující se systémy ABS a ESP přibrzdí pomocí brzd protáčeující se kolo [11].

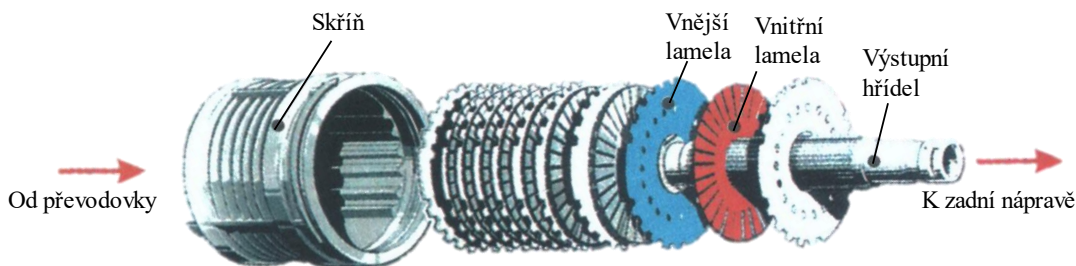
V moderních automobilech je oblíbeným typem samosvorný šnekový diferenciál Torsen (Obrázek 16), který umožňuje rozdílné otáčky hnacích kol a rozděluje točivý moment na obě nápravy v závislosti na adhezních podmínkách. Skládá se ze tří párů satelitů uložených otočně na čepech satelitů opatřených šnekovým a čelním ozubením s přímými zuby. Šnekovým ozubením je satelit v záběru s centrálním kolem, čelním ozubením s párovým satelitem. Točivý moment je přiváděn na klec diferenciálu a následně ho satelity přenáší na centrální kolo spojené s hnacím hřídelem. Při běžné jízdě je moment rozdělen rovnoměrně na oba hřídele. Pokud se ale jedna náprava nebo kolo začne protáčet, zvýší se tření ve šnekovém ozubení a dojde vlivem třecího odporu ke zpomalení protáčeujícího se kola a přesunutí většího točivého momentu na druhou nápravu [3, 11].



Obrázek 16 Mezinápravový diferenciál Torsen [13]

Pro přenos točivého momentu se také využívá lamelová spojka, nazývaná viskózní spojka, umístěná na kloubovém hřídeli mezi nápravami (Obrázek 17). U vozidel s pohonem všech kol plní funkci samosvorného mezinápravového diferenciálu. Spojka se skládá ze střídavě uložených hnacích a hnaných lamel. Vnější hnací lamely jsou poháněny hnací skříní, vnitřní hnané lamely jsou uloženy na výstupním hřídeli. Lamely nejsou axiálně zajištěny, ale mezery mezi nimi vyplňuje silikonový olej, jehož viskozita roste se zvyšující se teplotou. Při pohybu

vozidla v přímém směru bez prokluzu kol se viskózní spojka otáčí jako celek a chová se jako tuhý pohon všech kol. Avšak při rozdílných otáčkách hnacích a hnaných lamel, respektive hnací skříně a výstupního hřídele, se naruší soudržnost oleje a dojde k jeho stříhu ve středové ploše mezi lamelami, což vyvolá kapalinové tření, které přerozdělí přenášený moment mezi přední a zadní nápravu [3].



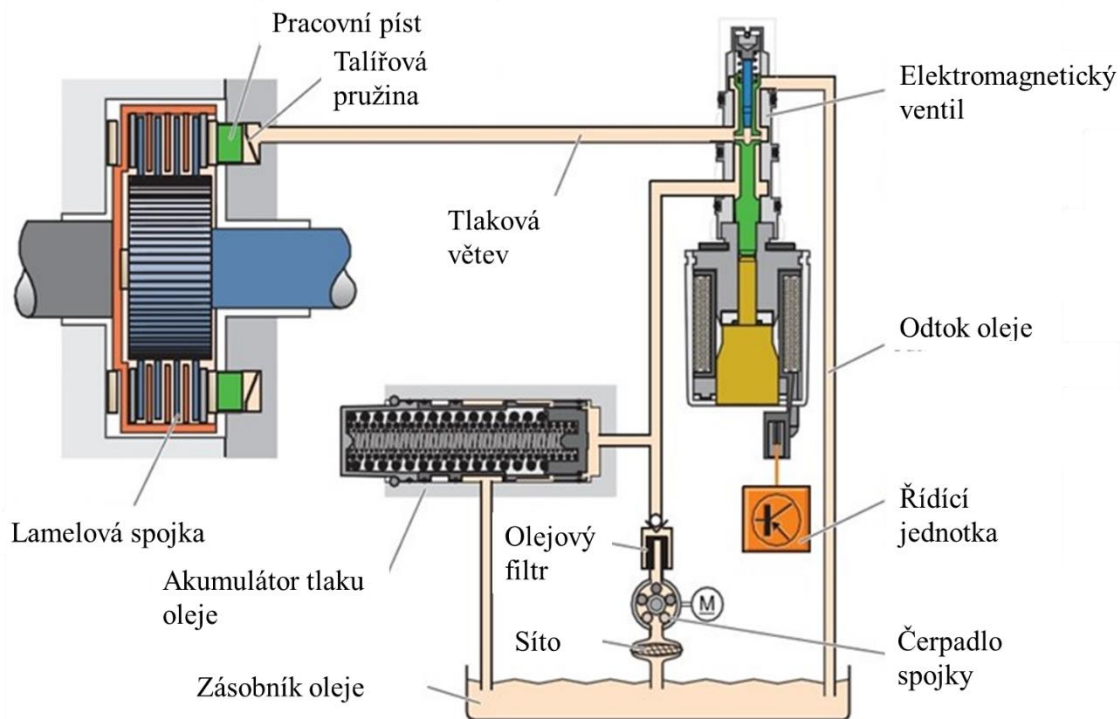
Obrázek 17 Viskózní spojka v rozloženém stavu [3]

V některých případech je součástí pohonu volnoběžka, díky které tento způsob pohonu neruší činnost systému ABS. Ta v případě zablokování předních kol umožňuje volné otáčení kol zadních. To také zamezí smyku a vybočení zadní části vozidla. Naopak při zablokování zadních kol se brzdící síla přenáší i na kola přední, čehož se využívá u parkovací brzdy [3].

5.2.2 SAMOČINNĚ PŘIPOJITELNÝ POHON VŠECH KOL

Propojení pohonu všech kol je uskutečněno elektronickou regulací. Tento koncept odstraňuje nevýhody trvalého pohonu všech kol realizovaného například pomocí viskózní spojky, mezi které patří omezení točivého momentu přenášeného na zadní nápravu. Navíc viskózní spojka nepozná rozdíl mezi rozdílnými otáčkami při prokluzu nebo rychlé jízdě v zatáčce. V současné době, kdy jsou automobily vybavené mnoha bezpečnostními a stabilizačními systémy jako ABS, ASR nebo ESP je potřeba používat systém pohonu všech kol, který s těmito systémy dokáže vhodně spolupracovat. Jedním z těchto systémů je mezinápravová lamelová spojka Haldex [3, 11].

Systém spojky Haldex (Obrázek 18) se používá u automobilů s příčně uloženým motorem na přední nápravě s vývodem kloubového hřídele vedoucí k zadní nápravě. Spojka Haldex je umístěna před zadní rozvodovkou s diferenciálem, jehož svornost je elektronicky řízena. Hlavní částí systému je vícelamelová spojka ovládaná elektronicky podle schématu. Elektrické čerpadlo se aktivuje, jakmile otáčky motoru překročí 400 min^{-1} , a začne dodávat olej do tlakového zásobníku. Tlakový olej je tak ihned možné po otevření řídicího ventilu přepustit k ovládacímu pístu lamelové spojky. Velikost tlaku působícího na ovládací píst je řízen elektromagneticky ovládaným řídicím ventilem. Řídicí jednotka systému Haldex rozhoduje o otevření ventilu na základě informací dodaných řídicí jednotkou motoru, ABS, snímačem natočení volantu a snímači polohy pedálů. U nejnovějších generací tedy již není nutný prokluz přední nápravy k připojení nápravy zadní. Řídicí jednotka sama rozhoduje o velikosti přiváděného momentu na zadní nápravu, ale je to vždy v rozmezí 10 až 100 % točivého momentu. Při brždění se spojka vždy rozeptne [14].



Obrázek 18 Schéma mezinápravové spojky Haldex 4. generace [2]

5.2.3 MANUÁLNĚ PŘIPOJITELNÝ POHON VŠECH KOL

Vozidla s tímto druhem pohonu jsou opatřena rozdělovací převodovkou, ze které je hnací moment přenášen na diferenciál zadní a přední nápravy. Při normální situaci je poháněna pouze jedna náprava, až v případě zhoršených adhezních podmínek se ručně propojí i druhá. Pohon všech kol se může používat pouze na kluzkých površích z důvodu absence mezinápravového diferenciálu. Na povrchu s velkou adhezí by nedocházelo k vyrovnávání rozdílných otáček přední a zadní nápravy, čímž by se zvýšilo namáhání celého hnacího systému. Určitého zlepšení se docílí instalací volnoběžek do připojované hnací nápravy, ale i tak se toto řešení využívá spíše u terénních vozidel. Terénní vozidla bývají navíc vybavena uzávěrou diferenciálu, popsanou výše, což v kombinaci s přiřaditelným pohonem všech kol zaručuje výbornou trakci v terénu a zároveň úspornější jízdu po běžných komunikacích díky pohonu pouze jedné nápravy [3, 11].

6 TESTOVÁNÍ HNACÍCH ÚSTROJÍ

Komponenty hnací soustavy vozidla se testují při provozu na komunikacích nebo v laboratořích za účelem zjištění účinnosti, teplotních režimů, hluku a vibrací nebo pevnosti, spolehlivosti a životnosti těchto součástí. Dále se také zkoumá vliv výběru mazacích prostředků, kontroluje se záběr ozubených kol, správné vyvážení hřídelů nebo plynulé přerazování automatických převodovek. Při zkouškách v laboratořích se většinou testuje každá část odděleně, zatímco v jízdních podmínkách se zkoumá funkčnost celého systému, což je nezbytné pro analýzu kmitů při přenosu výkonu.

6.1 ROZDĚLENÍ ZKUŠEBNÍCH STAVŮ

Zařízení pro zkoušení hnacího ústrojí vozidel se dělí podle způsobu zatěžování:

- s přímým zatížením (otevřený silový okruh),
- s předpětím (uzavřený silový okruh),
- s dynamickým zatížením (tekutinové okruhy),
- se zatížením od setrvačných sil (setrvačnickové stavy).

První tři metody jsou nejdůležitější a nejpoužívanější, čtvrtá skupina zkušebních zařízení se většinou používá pro různé druhy pomocných zkoušek, mezi které patří určování kritické rychlosti otáčení kloubového hřídele nebo vyvažování spojek [15]. Dále se také zkušební stavy dělí na mechanické zatěžovací okruhy, ve kterých je provozní zatěžování simulováno pomocí mechanických členů, nebo na elektrické zatěžovací okruhy využívající práce elektromotorů [16].

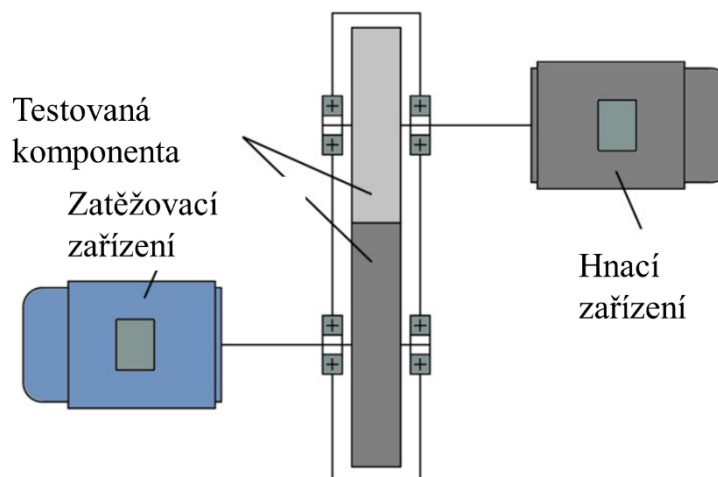
6.1.1 ZKUŠEBNÍ S OTEVŘENÝM MECHANICKÝM ZATĚŽOVACÍM OKRUHEM

Zařízení, které se skládá z hnacího zařízení, testované komponenty a zatěžovacího zařízení je schematicky zobrazeno na obrázku 19. Energie produkovaná hnacím strojem je vedena přes zkoušený agregát do zatěžovacího zařízení, kde je mařena například okruhem s chladicí kapalinou. Poněvadž musí být hnací motor i zatěžovací zařízení koncipováno na plný zkušební výkon, který roste s velikostí převodovky, je tento zkušební stav spojen se značnými energetickými ztrátami, které jsou způsobeny faktem, že všechna vynaložená energie je mařena bez dalšího využití, což způsobuje kromě velkých pořizovacích nákladů také značné provozní náklady. Proto se tyto brzdové stavy většinou využívají při testech, kdy je posuzována převodovka zároveň s hnacím agregátem. To znamená, že pro zatížení pohonu je stejně nutné brždění [17].

U těchto stavů se používají různé druhy zatěžovacího zařízení neboli výkonových brzd. Brzdy hydraulické se vyznačují tím, že pohybová energie dodaná hnacím strojem se mění v teplo vnitřním třením částic kapaliny. Voda v brzdě slouží současně jako pracovní i chladicí médium. Přitékající voda se rovnoměrně rozděluje do kruhových komor, kde skrz otvory statorových lopatek protéká do vířivých komor. Otáčející se rotor víří vodu a tím přeměňuje výkon zkoušeného zařízení v tepelnou energii. Točivý moment odebíraný brzdou je závislý na stupni naplnění vířivých komor, což je ovládáno ventilem. Po zmaření výkonu vytéká teplá voda z vířivých komor do odpadu nebo výměníku. Statory jsou upevněny ve výkyvném tělese brzdy, které se pákou opírá o siloměrné zařízení. Otáčkoměrem se změří otáčky a výstupem je

ukazatel točivého momentu. Hydraulické brzdy se používají z důvodu provozní spolehlivosti a jednoduchého ovládaní [15].

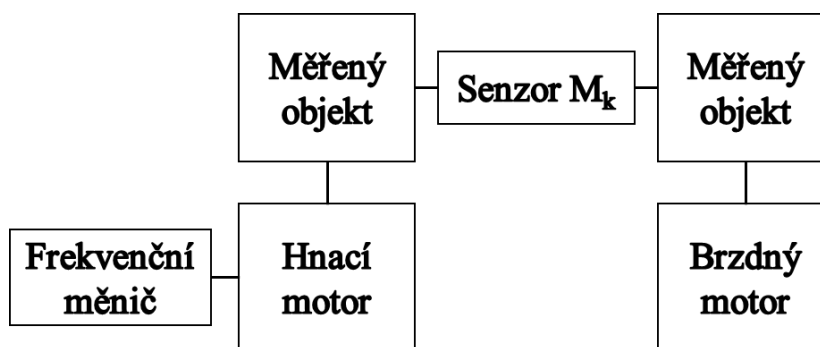
Dalším typem zatěžovacího zařízení je elektromagnetická brzda, která má širší využitelný rozsah otáček než hydraulická. Navíc točivý moment a otáčky se nastavují elektronicky, což je velmi výhodné pro automatizaci procesu. Brzda se skládá z výkyvně uloženého tělesa, které obsahuje ozubený pólový kotouč, dále z budícího vinutí a chladicí komory. Při průtoku stejnosměrného proudu vinutím vzniká magnetické pole, které je v zubech pólového kotouče statické, avšak ve stěnách chladicích komor přivrácených ke kotouči toto pole pulsuje s frekvencí, která odpovídá frekvenci otáčejících se zubů. Tím vznikají na stěnách komory vířivé proudy, které vytvářejí vstřícné pole a brzdí rotor. Odbržděná energie je odváděna do chladicích komor ve formě tepla. Konstrukce vířivé brzdy je symetrická, proto se může používat pro oba směry rotace [15].



Obrázek 19 Schéma otevřeného silového okruhu [17]

6.1.2 ZKUŠEBNY S OTEVŘENÝM ELEKTRICKÝM ZATĚŽOVACÍM OKRUHEM

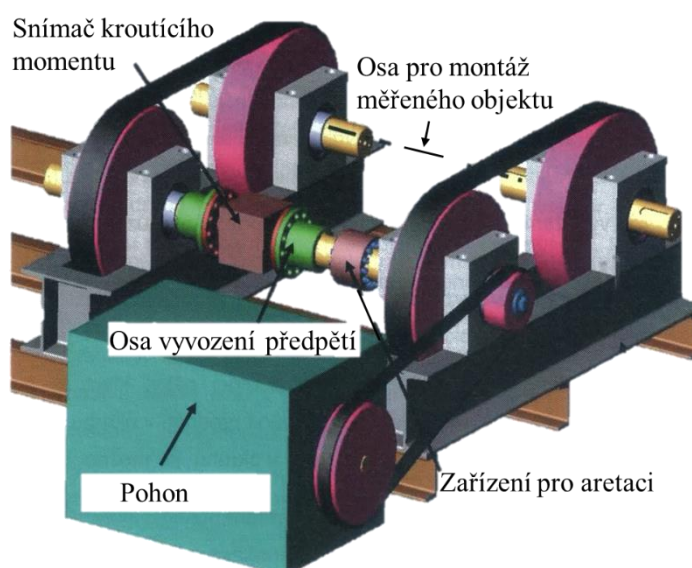
Elektrické zatěžovací okruhy jsou založeny na principu využití elektromotorů pracujících v generátorovém režimu. Použity jsou elektromotory dva, kdy jeden pracuje jako hnací jednotka a druhý jako brzdná jednotka. Nejčastěji jsou použity asynchronní motory s řídicími systémy umožňující regulaci otáček jako jsou frekvenční měniče. Nejjednodušší zatěžovací okruh (Obrázek 20) se skládá z brzdného asynchronního motoru připojeného přímo na síť, dvěma proti sobě umístěnými převodovkami a asynchronního motoru s frekvenčním měničem. Brzdný moment je pak realizován v okamžiku, kdy frekvence otáčení brzdného motoru je zvyšována nad synchronní otáčky. Toho lze právě dosáhnout zvyšováním frekvence otáčení hnacího asynchronního motoru pomocí frekvenčního měniče. Současně jsou zatíženy dvě stejné převodovky propojené pomocí snímače krouticího momentu. V současné době jsou často nabízeny asynchronní motory už spojené s převodovkami do jednoho celku [16].



Obrázek 20 Schéma otevřeného elektricky zatěžovaného okruhu [16]

6.1.3 ZKUŠEBNY S UZAVŘENÝM MECHANICKÝM ZATĚŽOVACÍM OKRUHEM

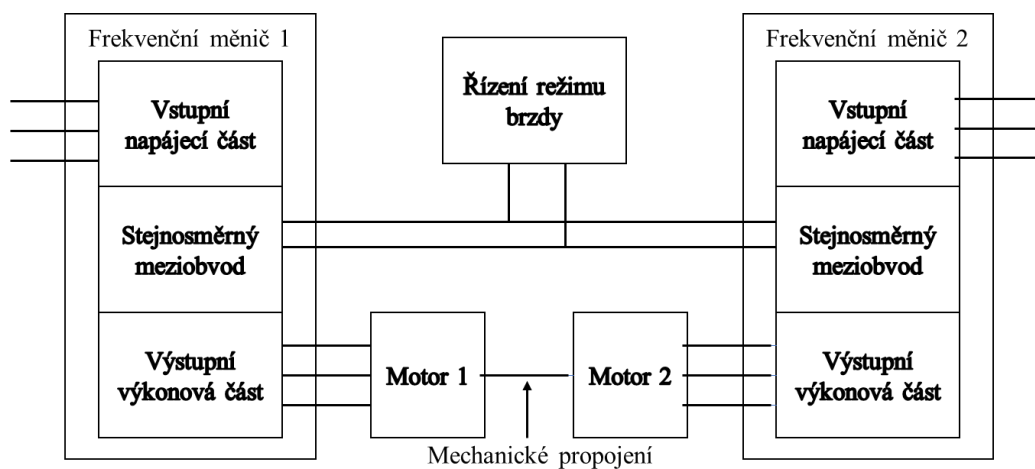
Hlavním cílem tohoto uspořádání (Obrázek 21) je úspora energie, jelikož do soustavy se přivádí pouze výkon, který nahrazuje ztráty tření, které jsou kolem 20 % zkušební výkonu [15]. Všechny díly zkušebního stavu namáhané zkušebním momentem tvoří uzavřený okruh. K vytvoření uzavřeného okruhu je potřeba dvou převodovek stejných parametrů, které se navzájem spojují hřídelem. V klidovém stavu dochází k předepnutí, jež je nejjednodušejí realizovatelné pomocí dvou přírub, které se natočí proti sobě a zajistí, čímž vznikne v zařízení předpětí. V případě potřeby změny předpětí v okruhu musí dojít k zastavení zkušebního stavu. Další možností vzniku předpětí je použití planetového nebo diferenciálního převodu, který umožňuje měnit velikost předpětí za chodu pomocí posuvu válcových ozubených kol se šikmými zuby. Motor pak pohání celý převod zvenčí. Většinou se však používají mechanické nebo hydraulické prepínací spojky, které umožňují plynulou změnu točivého momentu během chodu [16].



Obrázek 21 Mechanicky uzavřený zatěžovací okruh [16]

6.1.4 ZKUŠEBNY S UZAVŘENÝM ELEKTRICKY ZATĚŽOVACÍM OKRUHEM

Nejjednodušší elektricky uzavřený okruh (Obrázek 22) se realizuje pomocí dvou asynchronních motorů řízenými frekvenčními měniči. Jeden z dvojice měničů pracuje v režimu řízení otáček, druhý v režimu řízení momentů. Tok výkonu a směr otáčení soustavy je dán polaritou řídicích signálů. Elektrická uzavřenost okruhu spočívá v rekuperaci energie vytvořené asynchronním motorem, který pracuje v brzděném režimu jako generátor. Elektrickým propojením stejnosměrných meziobvodů frekvenčních měničů je tato energie dodávána do měniče motoru, který aktuálně pracuje v režimu pohonu. A tato energie slouží k napájení hnacího elektromotoru. Z rozvodné sítě je tedy odebírána pouze energie nutná ke hrazení ztrát. Do obvodu je také instalován modul řízení režimu brzdy, který absorbuje vznikající energetické špičky [16].



Obrázek 22 Schéma elektricky uzavřeného zatěžovacího okruhu [16]

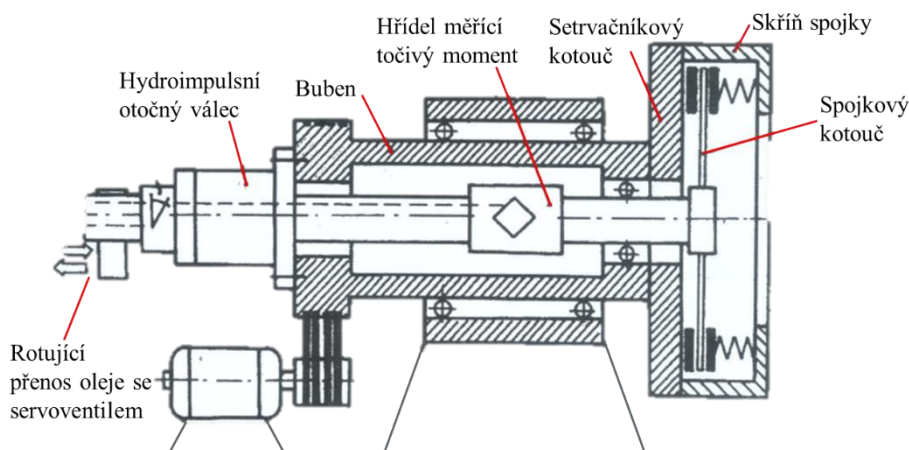
6.1.5 TEKUTINOVÉ ZATĚŽOVACÍ OKRUHY

Tekutinnové zatěžovací obvody využívají jako médium pro přenos energie kapalinu nebo plyn. Tyto zatěžovací okruhy jsou výhodné, protože je možné ručně měnit nastavené zátěže pomocí škrťicích ventilů, ale dokážou i automaticky nastavovat konstantní nebo proměnlivé zátěže pomocí proporčních ventilů. Ruční nastavení je vhodné díky své jednoduchosti pro rychlá měření řetězců s požadavkem konstantního zatížení, které je možno doregulovat v provozu ručně, především tedy u krátkodobých zkoušek. Použití servoventilu je výhodné u zkoušek s požadavkem velmi precizního nastavení simulované zátěže. Nevýhodou těchto okruhů jsou energetické ztráty, poněvadž zatěžovaný mechanismus je poháněn elektromotorem s otevřeným okruhem. To znamená, že energie při brždění hydromotorem se mění v teplo, které je odváděno dalším energeticky náročným zařízením. Navíc zvýšení teploty média má za následek snížení jeho viskozity, a tedy změnu brzděného účinku ve škrťicím ventilu [15, 16].

6.2 ZKOUŠKY SPOJEK

Vozidlové spojky se testují z hlediska funkce zapínání a vypínání, při čemž se zjišťuje jejich momentová charakteristika neboli závislost přenášeného točivého momentu na otáčkách. Také se měří teplota, které dosahují, schopnost pohlcení úhlových kmitů a jejich trvanlivost. Zkoušky spojek probíhají buď současně s testy převodovek, kdy se například na spojkový kotouč přidává termočlánek, který monitoruje zahřívání spojky, nebo lze samotnou spojku testovat na zkušebních stavech [18].

Zkoušky tření a opotřebení spojek se provádí na koaxiálním zkušebním stavu s uzavřeným silovým okruhem znázorněným na obrázku 23. Spojkový kotouč je torzně tuze spojen s otočným válcem, zatímco vnější části spojky jsou upevněny ke skříni otočného hydropulzátoru prostřednictvím bubnu, který se otáčí ve stojanu. Díky tomu leží spojka a buben, který zachytává točivý moment, ve stejné ose, díky čemuž je možné tyto části vůči sobě předejmut. Aby bylo možné zatížit všechny části spojky odstředivými silami, které vznikají ve skutečném provozu, je buben poháněn elektromotorem s regulovatelnými otáčkami. Tento zkušební stav je poměrně jednoduchý, poněvadž nemusí obsahovat reverzní převodovku a žádné přídavné hřídele [15].



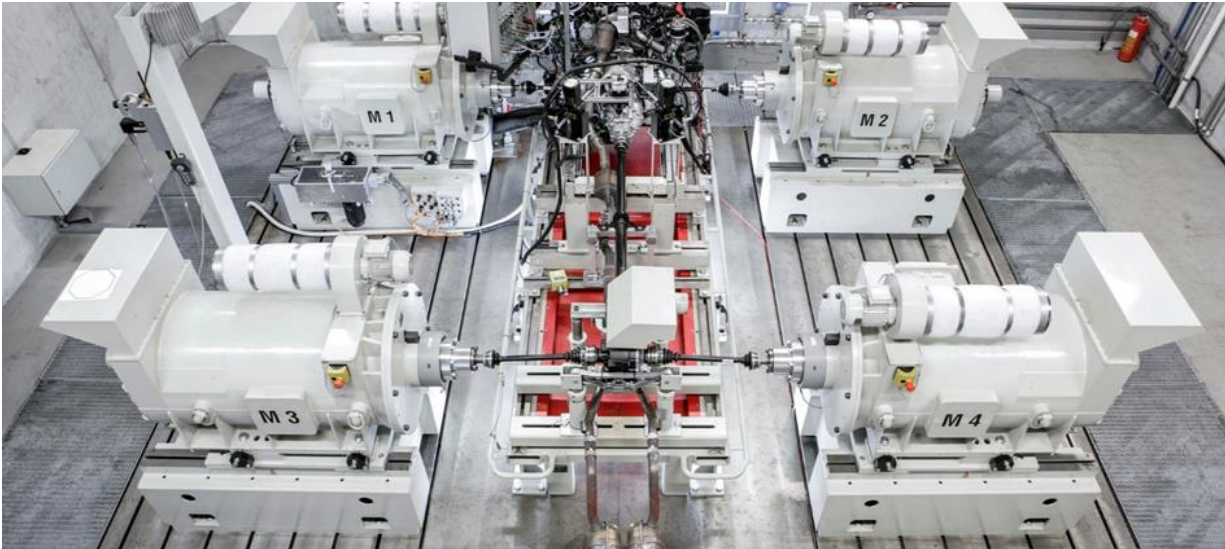
Obrázek 23 Schéma zkušebního stavu spojek (uzavřený silový okruh) [15]

6.3 ZKOUŠKY PŘEVODOVEK A ROZVODOVEK

Převodovka je poháněna buď elektromotorem nebo spalovacím motorem, se kterým je spojena i ve vozidle. Hnací elektromotor musí mít malou setrvačnost, aby bylo možno dosáhnout stejných zrychlení jako u spalovacího motoru. Moderní zkušební stavy mají extrémní dynamiku a moment setrvačnosti dokonce menší než jedna, což znamená že elektromotory dokáží simulovat tak jemné zatížení, jako například nerovnoměrnost běhu tříválcového motoru [18]. V dnešní době se k tomuto účelu používají střídavé elektromotory s frekvenčním měničem.

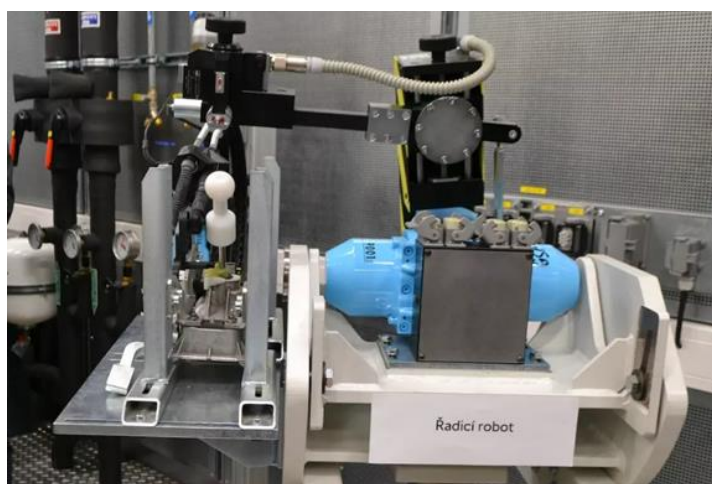
Dnešní laboratoře jsou velmi variabilní v možnosti testování několika druhů koncepcí hnacího ústrojí. V jedné zkušebně lze testovat samotnou převodovku, kdy se tedy zkušební stav bude skládat z hnacího zařízení a testované převodovky, na kterou pomocí kloubových hřídelů

budou připojeny dva dynamometry simulující skutečné zatížení. Ve stejné zkušebně ale lze testovat celé hnací ústrojí třeba i vozů s pohonem všech kol (Obrázek 24). Takový zkušební stav se pak skládá ze stejných komponentů jako u testu samotné převodovky, ale protože k převodovce je přidána ještě přední rozvodovka, mezinápravový diferenciál a zadní rozvodovka s dalšími dvěma kloubovými hřídeli, musí celý zkušební stav být doplněn o další dva dynamometry simulující provozní zatížení. Moderní dynamometry dokáží simulovat reálnou jízdu, včetně odlišných otáček kol při průjezdu zatáčkou, prokluz kol nebo jízdu do kopce [18].



Obrázek 24 Zkušební stav hnacího ústrojí [19]

Při testech převodovek a hnacích ústrojí je nutné zajištění změny převodových stupňů. Pokud se testuje automatická převodovka, řídicí systém celé zkušebny komunikuje s řídicí jednotkou motoru a automatické převodovky a dává pokyny k přeřazování. Při testech manuálních převodovek se používá robot (Obrázek 25), který standardně pomocí řadící páky mění převodové stupně, napodobuje způsob a sílu, kterou řidič řadí jednotlivé stupně za jízdy a dokonce i to, jak řidič pokládá ruku na řadící páku. Taktéž ovládá hydraulický válec spojky, pomocí něhož je spojka zapínána [20].



Obrázek 25 Řadící robot [20]

Kromě zkušeben testujících výkon a životnost hnacího ústrojí také existují akustické zkušebny. Měření vibrací a hluku je důležité za účelem vytvořit co nejtíšší převodovku, ale taktéž naměřené vibrace dokážou předpovědět první problémy na testované převodovce. Jedna varianta akustických zkušeben je na obrázku 26. Obsluha tohoto stavu sedí v bezdozvukové komoře, která je vybavena mnoha senzory měřícími vibrace a zvuk, které jsou následně vyhodnocovány. Obsluha, která dostává pokyny na obrazovce, ovládá tento stav stejně jako kdyby řídila automobil na běžné komunikaci [18].



Obrázek 26 Zkušebna hluku převodovek [21]

Vzhledem k tomu, že hlavně životnostní zkoušky trvají několik desítek hodin až dní, je v dnešní době snaha co nejvíce tyto zkušební stavy zautomatizovat. Celý hnací systém je doplněn senzory měřícími teplotu, hluk nebo vibrace, které dokážou rozpoznat problém a podle jeho závažnosti buď informují obsluhu, nebo v případě vyhodnocení hrozícího nebezpečí ukončí provoz celého zkušebního stavu a zastaví centrální přívod paliva do laboratoře. Celé je to realizováno na velmi vysoké bezpečnostní úrovni, všechny laboratoře jsou vybaveny automatickými hasicími zařízeními, které v případě zjištění požáru pomoci

teplotních nebo kouřových čidel automaticky spustí požární poplach a přivolají hasičský záchranný sbor. Prostory jsou dokonale odhlučněné, sklo oddělující zkušebnu a řídicí místnost je neprůstřelné pro případ rozpadu převodovky [18].

U převodovek se také testuje životnost synchronizačních spojek na zkušebních stavech. Převodovka uložená na zkušebním rámu je roztáčena elektromotorem přes hnací hřídel na provozní otáčky. Diferenciál, který je součástí převodovky, musí být vyřazen z funkce například pomocí zavaření, protože jinak by převodovkou přes jednu hřídel nešlo otáčet. Většinou se testuje synchronizační spojka mezi prvním a druhým rychlostním stupněm z důvodu největšího zatížení při provozu. Ke změně převodového stupně se opět v moderních laboratořích používá robot, který neustále přerazuje různě velkou silou pro simulaci běžného přerazení, ale i přerazení při sportovní jízdě, kdy je použito větší síly.

Zkoušení převodovek v laboratoři však neubralo na důležitosti silničních testů. Velké automobilky vybudovaly vlastní testovací polygony a zařadily do zkušebních programů extrémní zimní a letní jízdni zkoušky. Do hnacích hřídelů se umísťují přesné senzory měřící zátěž, hlavně kroutící moment, jímž jsou namáhány. Vozidlo je vybaveno telemetrickým systémem (Obrázek 27), kdy na každém kole je vysílač, který poskytuje signál měřící centrále. Tak lze měřit zatížení všech částí pohonu při nejrůznějších jízdni režimech, v různých podmínkách či s různými typy řidičů. Získaný reprezentativní soubor dat lze převést do laboratorních zkoušek, kde lze získat představu o životnosti pohonu vozidla. Dalším silničním testem je prášení zmrzlým sněhem do motorového prostoru, který se realizuje jízdou v tandemu rychlostí 100 km/h s odstupem 10 m při $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ v přemrzlém prachovém sněhu. Po ujetí 50 km se zjišťuje zamrzání ovládacího mechanismu převodovky v motorovém prostoru. Také se provádí test brodění, kdy automobil projíždí přes různé hluboké sloupce vody a zkoumá se vnik vody do přední a zadní rozvodovky a převodovky. Pomocí rozboru oleje se určí podíl vodní složky v něm [18].



Obrázek 27 Telemetrický systém na Škoda Kodiaq [18]

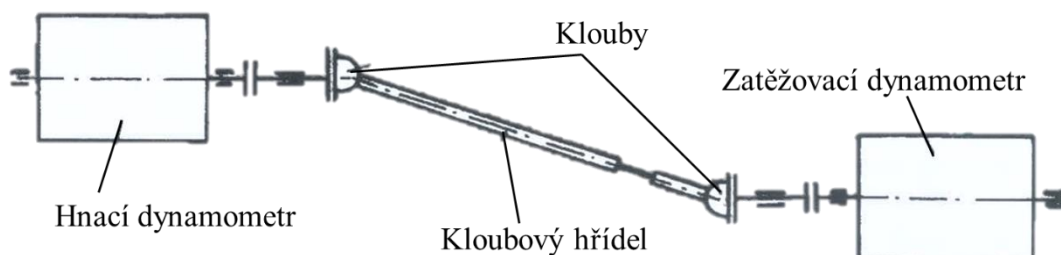
6.4 ZKOUŠKY KLOBOVÝCH HŘÍDELŮ

Kloubové hřídele jsou vystavovány velkému namáhání. Při laboratorních zkouškách se zjišťuje vliv točivého momentu, otáček, úhlové polohy hřídele a mazání na životnosti a účinnosti. Zkoušky kloubových hřídelů spojující převodovku se zadní rozvodovkou se provádí na stavech obdobných pro zkoušení převodovek, často i společně s převodovkou

a rozvodovkou. Na speciálních stavech se zkouší kloubové hřídele pro pohon předních řízených kol [15].

Jednou z důležitých zkoušek je měření teploty uvnitř stejnoběžných neboli homokinetických kloubů. Znalost maximální teploty je důležitá, protože pryžové manžety chránící kloub před vnikem nečistot a sloužící pro konzervaci maziva by mohly být vysokou teplotou porušeny. Poškozená manžeta by pak neposkytovala dokonalou ochranu, což by vedlo k nenávratnému poškození kloubů. V případě porušení manžety na straně rozvodovky by dokonce mohlo dojít ke kontaktu maziva s rozehřátým výfukovým systémem, což by mohlo vést až k požáru vozidla. K měření teplot se nejčastěji využívají termočlánky umístěné na vhodném místě uvnitř homokinetických kloubů [18].

Nejjednodušší zkušební stav (Obrázek 28) je složen ze dvou dynamometrů, které jsou uloženy výkyvně, poněvadž je nutné měnit jejich délkové nastavení pro umístění kloubových hřídelů o různých délkách, ale také je nutné měnit uhlové zalomení kloubů. Zkušební stav je realizován otevřeným silovým okruhem [15].

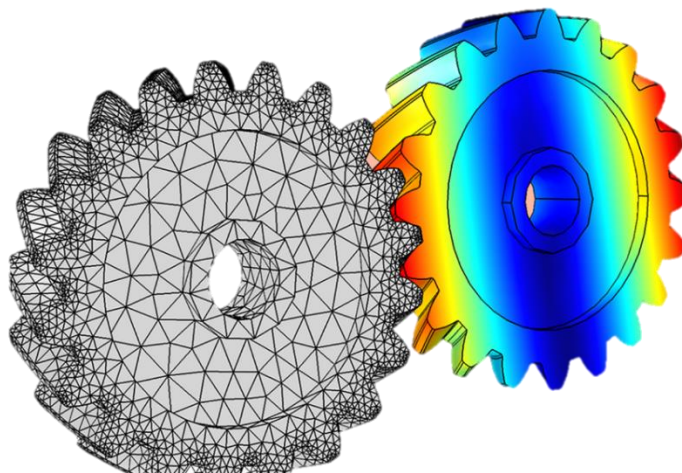


Obrázek 28 Schéma zkušebního stavu kloubových hřídelů [15]

7 SIMULAČNÍ NÁSTROJE HNACÍCH ÚSTROJÍ

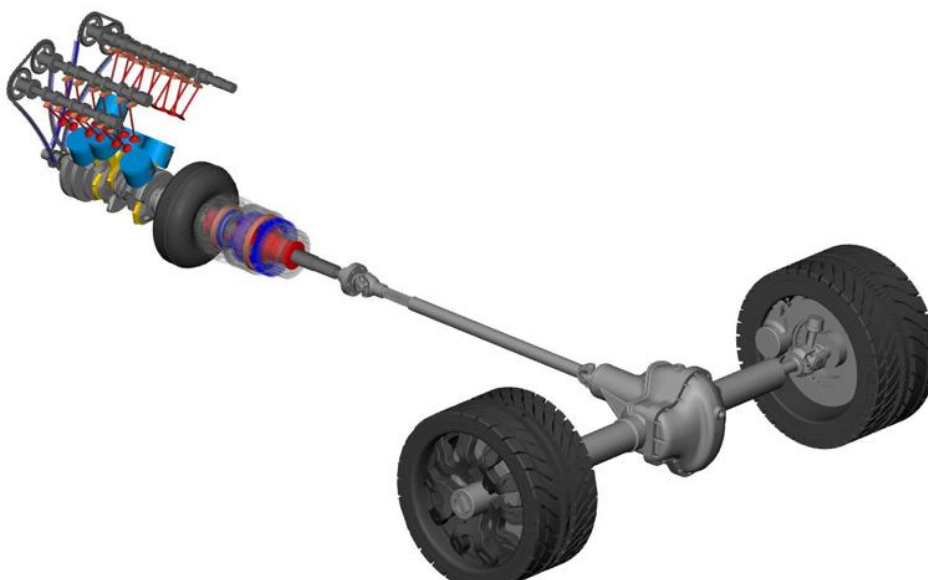
Při návrhu a vývoji hnacích ústrojí se v dnešní době využívají simulační nástroje, které umožňují testovat a porovnávat různé návrhy, určit velikost maximálního přenášeného výkonu nebo stanovit celkovou životnost a to v různých provozních podmínkách. Jedním z největších přínosů simulačních nástrojů je navrhnutí a optimalizace geometrie ozubených převodů, kdy lze snadno měnit a testovat tvar a velikost ozubených kol, převodový poměr, použitý materiál a mnoho dalších atributů převodových systémů. Pomocí simulace je nalezena nejlepší konfigurace pro zajištění tichého a spolehlivého provozu, ale také s co největší mechanickou účinností pro minimalizaci energetických ztrát. Energetické ztráty v převodech jsou odhadovány až na 8 % z celkového počtu, přičemž bylo odhadnuto, že snížení ztrát v převodových ústrojích o 50 % by znamenalo ušetření 9 miliónu tun CO₂ jenom v automobilovém průmyslu. Největší energetické ztráty se odehrávají v ozubeném soukolí a v ložiscích [22]. Proto je důležité, aby simulační nástroje pracovaly s modely na velmi přesné úrovni pro možnost simulace třecích kontaktů v ložiscích nebo záběru ozubených kol.

Další důležitou součástí simulačních nástrojů je analýza statického a dynamického chování převodových ústrojí, která je důležitá pro nalezení potencionálních problémů jako je přetížení, deformace nebo únavový lom. Pro výpočet statického zatížení se používá například metoda konečných prvků (MKP). Tato metoda rozdělí geometrii součásti na dostatečný počet prvků pro zajištění odpovídající přesnosti výpočtu a numericky vypočítá napětí a deformace v jednotlivých prvcích (Obrázek 29). Musí být zadané pouze vstupní podmínky, což jsou geometrie součásti, materiálové vlastnosti, vstupní zatížení a okrajové podmínky. Pro výpočet dynamického zatížení vzniklého například otáčením vstupní hřídele se používají dynamické simulace, které umožňují vypočítat pohyb součásti převodovky v čase. Tyto simulace zahrnují vliv vibrací, rázů, ale také teplotních změn na celkovém chování převodové součásti a jejím výsledném zatížení. Pro výpočet namáhání a deformací se také často používají analytické vztahy a metody jako je například metoda konečných diferencí [23].



Obrázek 29 Ozubená kola řešená metodou MKP [23]

Při návrhu a následné simulaci převodového ústrojí se vždy začíná definováním požadavků, jako jsou výkonové parametry, hmotnost a rozměry, požadovaná životnost a účinnost a další požadavky závislé na cílové aplikaci. Z těchto požadavků je navrhnout základní koncept, který je důkladně geometricky namodelován (k modelaci může být použit jiný nástroj). Model (Obrázek 30) kromě vysoké přesnosti musí také zahrnout definování kontaktů jednotlivých součástí. Před výpočtem zatížení musí být stanovené materiálové charakteristiky každé součásti, které jsou navíc závislé na teplotě. Poté jsou nastaveny okrajové podmínky jako poloha a uložení součástí, počáteční rychlosti a síly, na základě níž už může být provedený statický a dynamický výpočet celého ústrojí. Na základě výsledku analýz a simulací se provede úprava geometrie, jako například tvar zubů, ale lze změnit i celkový koncept nebo uspořádání. Úpravy a nové simulace se často provádí několikrát za sebou do doby, než jsou splněny všechny požadavky. Až po těchto všech krocích dochází k výrobě prvních prototypů [22].



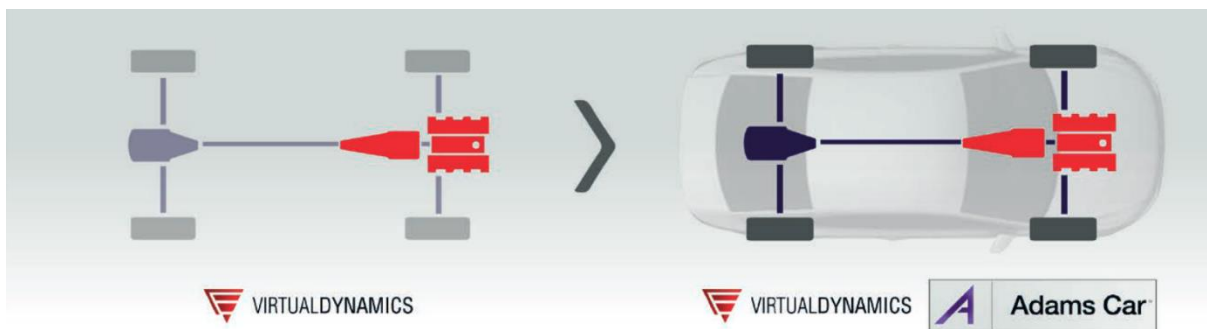
Obrázek 30 Model hnacího ústrojí [24]

Z předchozího popisu vyplývá, že při vývoji dnešních hnacích ústrojí automobilů je nutností použití simulačních nástrojů hlavně z ekonomického hlediska. Představa, že při každé změně parametrů ústrojí by mělo docházet k výrobě a následnému testování prototypů je téměř nerealizovatelná. Obzvláště u moderních ústrojí, u kterých probíhají až stovky iterací vedoucí k co nejspolehlivějšímu a nejúčinnějšímu řešení. Využíváním simulačních nástrojů však nedochází jen k úspoře času a financí, ale i k nalezení řešení, kterých by nebylo dosaženo testováním prototypů. Simulace dokážou předpovědět tak nepatrné výchylky v chování převodových ústrojí, které nelze změřit při testech na zkušebních stolicích. Se simulačními nástroji jsou však spojené i některé nevýhody. Převodová ústrojí jsou simulována pouze na situace, které jsou definovány. To znamená, že pokud se nezahrnou všechny vlivy působící v reálných podmínkách, výsledky simulací jsou pak neúplné. Mezi další nevýhody patří vysoké náklady na pořízení takových nástrojů a hardwarového vybavení potřebného k provozování simulačních nástrojů, což může snížit dostupnost pro menší vývojářské společnosti. Na trhu existuje mnoho simulačních softwarů určených pro hnací ústrojí vozidel, proto budou představeny jen některé z nich.

7.1 VIRTUAL DYNAMICS FEV STS

Virtual Dynamics je pokročilý simulační nástroj pro dynamickou analýzu hnacího ústrojí a jeho součástí včetně hnacího motoru. Nástroj využívá technologii MSC Adams pro simulaci více těles jako numerický integrátor. Nástroj Virtual FEV odkazuje na metodu konečných prvků, která se používá k řešení diferenciálních rovnic, které popisují dynamiku systému. Virtual Dynamics obsahuje výkonný skriptovací jazyk pro automatizaci úloh, umožňuje přizpůsobení uživatelského rozhraní nebo rozšíření knihovny komponentů o vlastní uživatelsky definované prvky. K vytváření složitých modelů se využívají průvodci šablon, kteří automatizují a urychlují tvorbu modelů. Modely jsou organizovány v knihovně databázi, které zajišťují široký rozsah použití [25].

Virtual Dynamics využívá modulární přístup k modelování. Pomocí jednoho nebo více komponentů se vytvoří subsystém, který je odvozen od šablony, která funguje jako vzor a definuje jeho topologii. Subsystémy lze upravit a zpřesnit pro požadovanou analýzu. Pomocí této technologie lze subsystémy sestavit kompletní hnací ústrojí, které funguje jako plně propojený model. Virtual Dynamics sdílí architekturu založenou na šablonách s nástrojem Adams Car, díky čemuž lze propojit Virtual Dynamics s modelem vozidla Adams Car a tento kompletní model hnacího ústrojí a vozidla lze dynamicky simulovat (Obrázek 31).



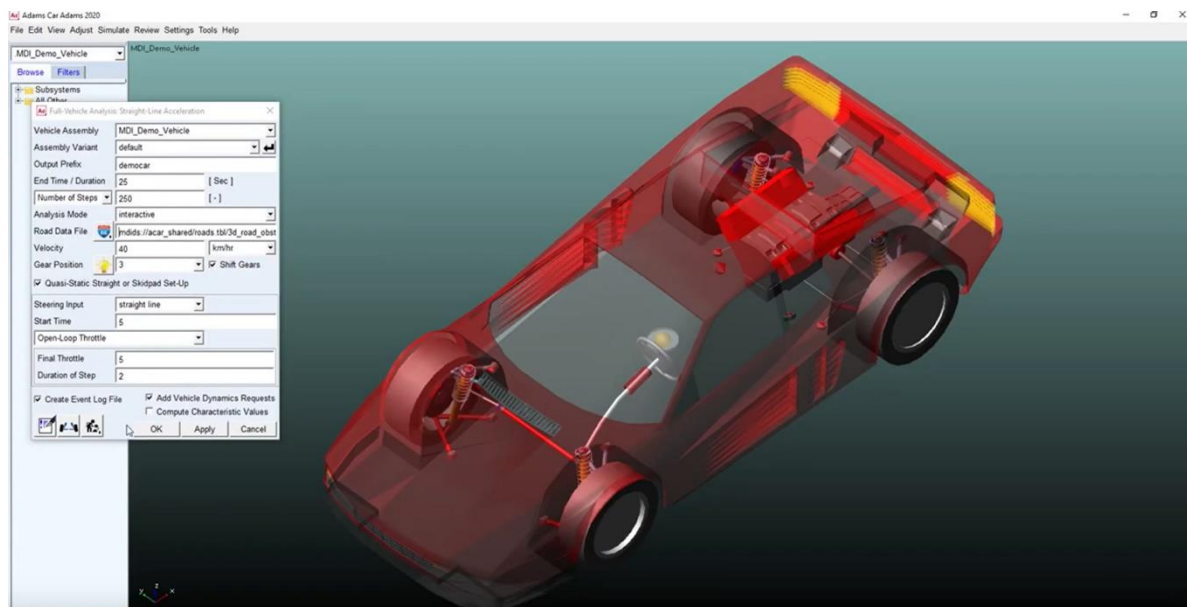
Obrázek 31 Propojitelnost Virtual Dynamics a Adams Car [25]

Virtual Dynamics se skládá z částí Virtual Engine a Virtual Gearbox, přičemž druhá zmíněná část se používá pro simulace hnacích ústrojí vozidel. Virtual Gearbox poskytuje kompletní sadu nástrojů pro sestavení jakéhokoli typu převodovky a následnou analýzu kontaktů ozubených kol. Pomocí plně parametrických modelovacích prvků lze modelovat vnější, vnitřní, čelní nebo planetové soukolí spolu s hřídelem, ložisky a skříní převodovky. Nástroj dokáže predikovat zatížení jednotlivých zubů a následně tyto boky zubů upravit, ale dokáže také simulovat provoz flexibilních převodů [25].

7.2 ADAMS CAR

Adams Car je simulační nástroj společnosti MSC Software, který slouží k simulaci dynamického chování vozidel v různých situacích. Jednou z jeho klíčových schopností je simulace pohybu vozidla při vlivu různých faktorů, jako změny geometrie podvozku, hmotnosti vozidla a dalších parametrů. Sestavy v Adams Car se vytváří definováním subsystému vozidla, jako je přední a zadní náprava, převodka řízení, karoserie a další stěžejní části vozidla (Obrázek 32). K simulaci převodovek a ostatních komponentů hnacích ústrojí vozidel se využívá modul Driveline v nástroji Adams Car. S tímto modulem lze modelovat

všechny typy převodovek v různém uspořádání v hnacím řetězci. Modul Driveline také umožňuje simulaci různých převodových poměrů a vliv dalších faktorů, jako jsou například momenty setrvačnosti nebo materiálové charakteristiky [26].



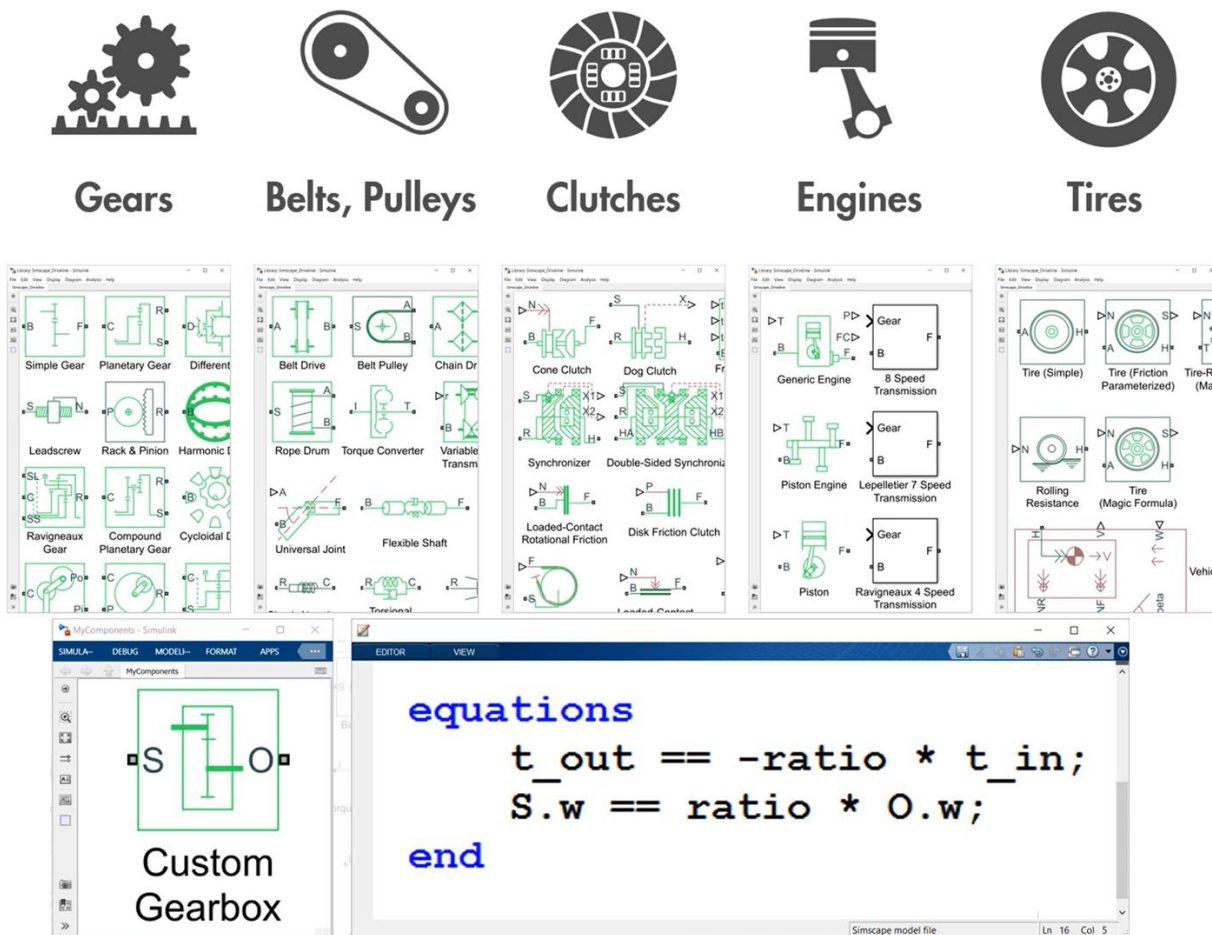
Obrázek 32 Model vozidla v Adams Car [27]

Adams Car Driveline umožňuje širokou škálu funkcí a nástrojů pro analýzu a optimalizaci hnacího ústrojí vozidel. Jednou z nich je možnost analyzování výkonu přenášeného hnací soustavou včetně výstupního momentu a výkonových ztrát v jednotlivých komponentech. To umožňuje uživatelům optimalizovat převodové poměry a rozvrhnout převodové stupně pro dosažení lepšího výkonu a efektivity vozidla. Tento nástroj taktéž umožňuje uživatelům simulovat a zlepšovat řazení převodových stupňů na základě rychlosti, plynulosti řazení nebo odezvě na řidičovy příkazy. Lze také nasimulovat rozjezd a zastavení vozidla a sledovat vlivy převodových poměrů na výkon vozidla. Nástroj umožňuje taktéž vypočítat a měnit odporové síly působící na vozidlo v různých jízdních podmínkách jako aerodynamický odpor nebo valivý odpor pneumatik. Lze simulovat i různé zatížení vozidla, změny teploty nebo i tlak v pneumatikách vozu [26]. Velkou výhodou tohoto nástroje je možnost provádět simulace v reálném čase, což umožňuje uživatelům okamžitě vidět vlivy různých změn na velikosti a průběhu přenášeného výkonu. Adams Car umožňuje integraci s jinými softwarovými nástroji, jako jsou CAD programy nebo systémy pro analýzu zatížení a namáhání součástí [27].

Nástroj Adams Car často využívá metodu MBS (Multi-Body-Simulation), která umožňuje modelovat pohyb a interakce mezi různými tělesy a komponenty v převodových systémech. V této metodě se jednotlivé komponenty v modelu považují za samostatné body, které mohou být propojeny různými typy kinematických vazeb. Tyto vazby umožňují simulovat interakce právě mezi jednotlivými tělesy v modelu [28].

7.3 SIMSCAPE DRIVELINE

Simscape Driveline je nástroj pro modelování a simulaci v prostředí softwaru Matlab Simulink a obsahuje knihovny komponentů pro rotační a translační mechanické systémy, které jsou vhodné k modelování automobilových hnacích ústrojí, ale i převodových systémů větrných turbín. Celý systém se modeluje sestavením jednotlivých komponentů do blokového schématu, ke kterým se zvolí fyzikální podmínky s přiřazením hodnot. K jednotlivým komponentům lze přidávat senzory a řídicí prvky pro zlepšení přesnosti simulace. Tento nástroj obsahuje mnoho typů komponentů (Obrázek 33), jako jsou ozubená kola, spojky a její části, řemeny a řemenice, měniče točivého momentu, ale i celé komponenty vozidel jako motory, převodovky nebo pneumatiky. Lze však vytvářet i vlastní modely součástí pomocí skriptovacího jazyka založeném na softwaru Matlab (Obrázek 33). Do modelu lze integrovat i elektrické, hydraulické nebo pneumatické systémy [29].

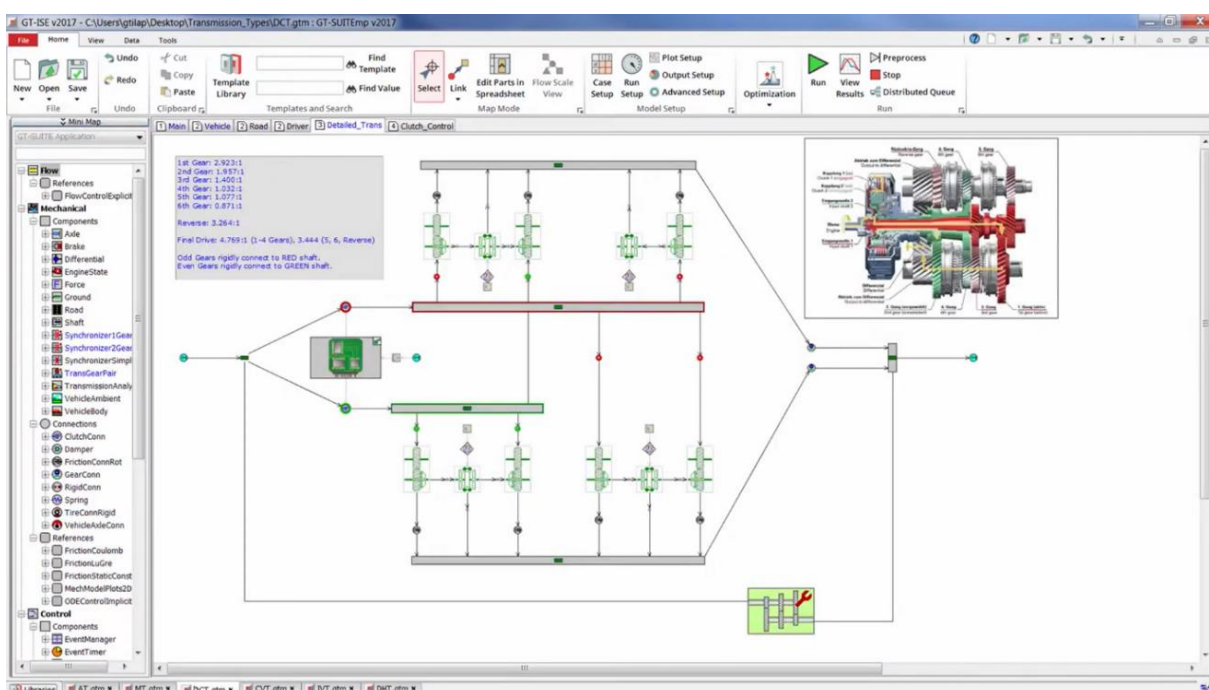


Obrázek 33 Knihovna komponentů a uživatelský komponent v Simscape Driveline

Symscape Driveline obsahuje mnoho možností analýzy výkonnostních parametrů jednotlivých hnacích ústrojí a následně umožňuje tyto výsledky reprezentovat pomocí grafů, ale i animací. Tento nástroj umožňuje měnit různé parametry při simulaci, jako jsou například rychlosti, momenty a výkony, nebo lze také simulovat dynamické chování systému [29].

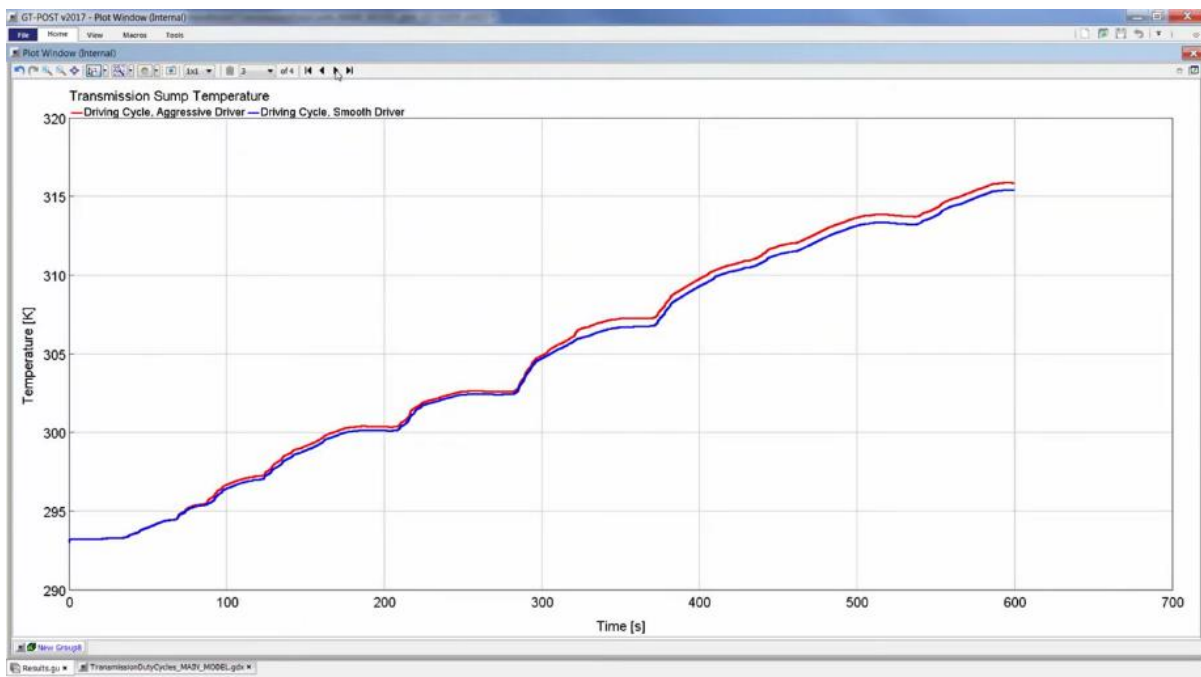
7.4 GT SUITE

GT Suite je softwarový soubor nástrojů patřící pod společnost Gamma Technologies, který se zaměřuje na modelování a simulaci v oblasti mechaniky tekutin, termodynamiky, mechaniky pevných těles a mnoha dalších oblastí. Jedním instalovaným modulem v tomto nástroji je Drivetrain, který se specializuje na modelování převodovek (Obrázek 34) a hnacích ústrojí a na simulaci přenosu výkonu hnacím ústrojí vozidel. Pomocí GT Suite Drivetrain lze simulovat jakékoliv otáčky a výkon motoru, tedy vstupní charakteristiku točivého momentu hnacího ústrojí a následně simulovat různé scénáře jako změny převodového poměru, řazení převodovky a další. Na základě těchto simulací dochází k celkové optimalizaci celého hnacího traktu automobilu. Nástroj dokáže simulovat různé zátěže jako jízdu v terénu nebo provoz plně naloženého vozidla [24].



Obrázek 34 Schéma DSG převodovky v GT Suite [30]

Poté, co bylo celé hnací ústrojí v tomto nástroji namodelováno a optimalizováno k co nejlepší účinnosti, se provádí simulace zkoušek trvanlivosti a zatížení jednotlivých komponentů (Obrázek 35). Pro každou součást jsou nasimulovány otáčky, teploty a další fyzikální veličiny, které jsou během provozu dosaženy. A to vše v závislosti na jízdním stylu a provozních podmínkách celého vozidla [30].



Obrázek 35 Zobrazení teploty skříně převodovky při různých zatíženích [30]

ZÁVĚR

Tato práce se věnovala metodám pro návrh a testování hnacích ústrojí vozidel. První z cílů práce byl popis hnacích ústrojí moderních vozidel, čemuž byl věnován začátek práce. Nejprve byly představeny všechny komponenty hnacího ústrojí jako je spojka, převodovka, rozvodovka a hnací hřídele. U každé součásti byla vysvětlena její funkce v hnacím řetězci vozidla a následně byly představeny nejčastěji vyskytující se druhy v moderních vozidlech. Byly představeny moderní typy automatických převodovek jako DSG či CVT. Dále byly popsány nové typy systému pohonu všech kol, využívající například mezinápravové spojky Haldex, které jsou snadno začlenitelné do pohonu moderních vozidel, a taktéž přispívají k celkové vyšší efektivitě přenosu mechanické energie hnacím ústrojím. Byly rozebrány různé koncepce automobilů a jejich možnost uspořádání. V moderních automobilech se nejčastěji využívá koncepce s motorem, který je tvořen jedním celkem s převodovkou a rozvodovkou, uloženým na přední nápravě a pohonem předních kol. Tato koncepce je nejpoužívanější z důvodu snadné implementace do různých karosářských verzí vozidla, ale taktéž kvůli snadné zaměnitelnosti mezi různými automobily stejné kategorie napříč výrobcem či dokonce celým koncernem.

Dalším cílem práce byl popis zkušebních stavů pro životnostní testy hnacích ústrojí. Životnostní zkoušky jsou při vývoji nesmírně důležité, poněvadž musí vždy poukázat na potenciální problém, který kdyby nebyl vyřešen v předprodukční fázi automobilu, přinesl by automobilce nemalé finanční náklady spojené s reklamacemi a náhradami škod zákazníkům, ale taktéž by došlo k poškození pověsti dané automobilky, které by bylo v konečném důsledku nejhorší. Avšak provádět životnostní testy v běžném provozu na prototypových vozech není z časových důvodů možné, obzvláště když každý automobil nabízí několik kombinací motorů a hnacích ústrojí. Proto v této práci byly představeny zkušební stavy, které slouží k vykonávání životnostních zkoušek jednotlivých komponentů či celé hnací soustavy v laboratořích v rámci dnů či týdnů. Vzhledem k dnešním požadavkům vykonávat procesy co nejvíce ekonomicky a ekologicky výhodně, staly se nejpoužívanějšími zkušebními stavy okruhy silově uzavřené, do kterých je zvenčí přiváděna pouze energie zaniklá kvůli ztrátám, které jsou způsobeny třením. Kromě ekologických požadavků je snaha tyto procesy co nejvíce automatizovat, proto se staly hlavním zdrojem energie zkušebních stavů asynchronní elektromotory ve spojení s frekvenčním měničem.

Posledním z cílů práce bylo shrnutí nejčastěji používaných simulačních nástrojů hnacích ústrojí a jejich využití. Simulační a výpočtové nástroje se staly nedílnou součástí návrhu a vývoje. Velmi rychle díky nim dochází k počáteční koncepci jednotlivých komponentů, ale po několika iteracích, ve kterých se nasimulují veškeré charakteristiky a chování ať už jednotlivých dílů či celého hnacího ústrojí, jsou schopny dojít ke konečnému funkčnímu výsledku. Simulačními nástroji došlo k několika významným inovacím, ke kterým by kvůli nemožnosti měřit tyto hodnoty při testech na zkušebních stavech nejspíše nedošlo. S použitím výpočtových nástrojů dochází zase k velké úspoře financí a zdrojů, poněvadž nemusí docházet k výrobě a fyzickému testování stovek prototypů. V této práci byly představeny nejznámější simulační softwary od několika celosvětově uznávaných společností. Každý nástroj využívá trochu jiné uživatelské prostředí, může fungovat na jiných výpočtových metodách či využívá jiné principy modelování součástí. Avšak všechny tyto nástroje jsou sofistikovanými softwary, které vedou ke správným výsledkům. Záleží pak pouze na preferencích uživatele, který postup je mu bližší. Rozdíl je zřejmý například mezi nástrojem Simscape Driveline od společnosti MathWorks, který k modelaci využívá bloková schémata a jednotlivé fyzické vazby, či nástrojem Adams Car od společnosti MSC Software, ve kterém

dochází k detailnímu grafickému modelování každé části, ze kterých se skládá komponent a následně celé hnací ústrojí.

S ohledem na vzrůstající kvalitu a oblibu simulačních nástrojů by mohla nastat otázka, zdali výpočtové nástroje nepostačují k návrhu a testování hnacích ústrojí a neupustit tak od testů na zkušebních stavech. Není to však možné s ohledem na skutečnost, že simulování ve výpočtových nástrojích probíhá pouze v tom rozmezí, které je předem definované. Tudíž nelze pak vyhodnotit, zdali do simulace byly zahrnuty opravdu všechny vnější vlivy a tím zaručit životnost a spolehlivost hnacích ústrojí. Proto ideálním postupem při návrhu a vývoji hnacích ústrojí zůstává postup, který na začátku začíná s koncepčním návrhem, který je ověřen a optimalizován ve virtuálním prostředí a následně dochází pouze k ověření výsledků na fyzických zkušebních stavech.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0025-0.
- [2] VLK, František. *Lexikon moderní automobilové techniky*. Brno: František Vlk, 2005. ISBN 80-239-5416-4.
- [3] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ, Jiří ČUPERA, Pavel SEDLÁK, Jan JETMAR a Adam POLCAR. *Automobily*. 5. vydání. Brno: Avid, spol. s r.o., 2018. ISBN 978-80-87143-39-1.
- [4] The Best Car Clutch Brands: A Buyer's Guide. *FloorJacked* [online]. [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: <https://floorjacked.com/the-best-car-clutch-brands-a-buyers-guide/>
- [5] DIETSCHE, Karl-Heinz a Konrad REIF. *Automotive handbook*. 11th edition. Karlsruhe: Bosh, 2022. ISBN 978-1-119-91190-6.
- [6] Why do we need gears. *X-engineer* [online]. [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/need-gears/>
- [7] Je to definitivní, manuální převodovka se stává přežitkem. *Garáž.cz* [online]. [cit. 2023-05-06]. Dostupné z: <https://www.garaz.cz/clanek/je-to-definitivni-manualni-prevodovka-se-stava-prezitkem-21003874?noredirect=1>
- [8] How does a DSG gearbox operate and what are the differences between a DSG6 and DSG7?. *ACTRONICS* [online]. [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.actronics.co.uk/news/how-does-a-dsg-gearbox-operate-and-what-are-the-differences-between-a-dsg6-and-dsg7>
- [9] Metabond GT Plus do převodovek a diferenciálů. *METABOND* [online]. [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: https://www.metabondcz.com/metabond_GT-plus-aditivum-do-prevodovek
- [10] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. 6. vydání. Brno: Avid, spol. s r.o., 2018. ISBN 978-80-87143-40-7
- [11] REIMPELL, Jornsens. *The Automotive Chassis*. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0 7506 5054 0.
- [12] KAPLAN, Zdeněk. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. *VUT* [online]. [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/priloha_fs.php?dpid=176354&skupina=dokument_priloha
a
- [13] KAPLAN, Zdeněk. *Vozidlo s pohonem všech kol*. *VUT* [online]. [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/priloha_fs.php?dpid=176375&skupina=dokument_priloha
a

- [14] ACHTENOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. Praha: BEN - technická literatura, 2009. ISBN 978-80-7300-236-7.
- [15] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.
- [16] DYNBYL, Vojtěch. *Výkonová metrologie: experimentální podpora vývoje a inovací mechanismů ve strojírenství*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009. ISBN 978-80-01-04325-7.
- [17] OTIPKA, Václav. *Konstrukční návrh zkušebního stavu s uzavřenou smyčkou toku momentu pro experimentální ověření parametrů převodových ústrojí* [online]. Brno, 2017 [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=174663. Diplomová práce. VUT. Vedoucí práce Aleš Prokop.
- [18] CHLUPÁČ, Martin a Jan KRÁLÍK. *Zkušebna převodovek*. ŠKODA AUTO a.s.: Moto Public, 2017.
- [19] Powertrain testing on the test bench. *ATESTEO* [online]. [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: <https://www.atesteo.com/en/testing/test-bench-equipment/>
- [20] Škoda Auto otevřela novou zkušebnu převodovek. *Novinky.cz* [online]. [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: <https://www.novinky.cz/clanek/ekonomika-skoda-auto-otevrela-novou-zkusebnu-prevodovek-40057123>
- [21] Škoda a robot?. *KAPS* [online]. [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: <https://www.kaps.cz/skoda-a-robot-1534>
- [22] Boosting productivity in gearbox engineering using a revolutionary approach to multibody simulation. *SIEMENS* [online]. [cit. 2023-05-06]. Dostupné z: <https://resources.sw.siemens.com/en-US/white-paper-gearbox-multibody-simulation>
- [23] How to Evaluate Gear Mesh Stiffness in a Multibody Dynamics Model. *COMSOL* [online]. [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: <https://www.comsol.com/blogs/how-to-evaluate-gear-mesh-stiffness-in-a-multibody-dynamics-model/>
- [24] Drivetrain Simulation. *Gamma Technologies* [online]. [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/drivetrain/>
- [25] Virtual Dynamics Brochure. In: FEV test systems [online]. [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: https://www.fev-sts.com/fileadmin/user_upload/STS/Brochure-Catalog_2022/FEV-STS_VD_BROCHURE_preview.pdf
- [26] Adams 2021.2 - Online Help (HTML). *HEXAGON* [online]. [cit. 2023-05-06]. Dostupné z: https://help.hexagonmi.com/bundle/adams_2021.2/page/adams_main.htm
- [27] ATV CALCULATIONS. MSC ADAMS CAR TUTORIAL | FULL VEHICLE ANALYSIS [PART-2] | FULL VEHICLE DYNAMICS | BAJA FSAE | 2020. YouTube [online]. [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: <https://youtu.be/2JKUcvGOjaw>

- [28] BLUNDELL, Mike a Damian HARTY. *The multibody systems approach to vehicle dynamics*. Oxford: Elsevier, 2004. ISBN 9780080994253.
- [29] Simscape Driveline. MathWorks [online]. [cit. 2023-05-06]. Dostupné z: <https://uk.mathworks.com/products/simscape-driveline.html>
- [30] Transmissions Simulation. *Gamma Technologies* [online]. [cit. 2023-05-06]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/transmissions/#section-2>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>ABS</i>		Antilock braking system
<i>ASR</i>		Anti-slip regulation
<i>CAD</i>		Computer aided design
<i>CO₂</i>		Oxid uhličitý
<i>CVT</i>		Continuously variable transmission
<i>DSG</i>		Direct shift gearbox
<i>ESP</i>		Electronic stability program
<i>F_t</i>	[N]	Trakční síla
<i>i</i>	[-]	Převodový poměr
<i>MBS</i>		Multibody simulation
<i>MKP</i>		Metoda konečných prvků
<i>R</i>		Reverse
<i>RS</i>		Rychlostní stupeň
<i>v</i>	[m·s ⁻¹]	Rychlost vozidla