



FAKULTA STROJNÍ  
ZÁPADOČESKÉ  
UNIVERZITY  
V PLZNI

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
FAKULTA STROJNÍ  
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

# DISERTAČNÍ PRÁCE

k získání akademického titulu doktor  
v doktorském studijním programu: P2301 Strojní inženýrství  
studijním oboru: Stavba strojů a zřízení

## Optimalizace řazení soutěžního vozu

Autor:  
Školitel:

Ing. Jan Vlček  
Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.

Plzeň 2014

## **PROHLÁŠENÍ O AUTORSTVÍ**

Předkládám tímto k posouzení disertační práci, jejíž téma je „Optimalizace řazení soutěžního vozu“.

Tato práce je koncipována dle požadavků Studijního a zkušebního řádu Západočeské univerzity v Plzni, tj. obsahuje zejména shrnutí a zhodnocení poznatků ve studované oblasti a seznam souvisejících publikací.

Prohlašuji, že jsem tuto písemnou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne: .....

Podpis .....

## **UPOZORNĚNÍ**

Podle Zákona o právu autorském. č.121/2000 Sb. § 12-17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků disertační práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

## ANOTACE

Disertační práce se zabývá optimalizací řazení závodního automobilu Škoda Fabia S2000. Pod tímto pojmem rozumíme především optimalizaci parametrů, které jsou u závodního automobilu rozhodující - zkrácení řadicího času při řazení vyšších rychlostních stupňů. Při četnosti změny převodového stupně na rychlostní zkoušce je každé zkrácení času změny přínosem.

Disertační práce vznikala v rámci spolupráce s oddělením Škoda Motorsport, kde autor vykonával dlouhodobou praxi. Byla zpracovávána jako komplexní studie a její výsledky mohou sloužit jako cenný zdroj k posouzení významu jednotlivých parametrů při vývoji podobného systému nebo optimalizaci stávajícího provedení.

Pro simulaci a pochopení významných jevů ovlivňujících řazení sekvenční převodovky je sestaven dynamický model v programu MSC ADAMS. Model byl používán k vyhodnocení vlivu optimalizace jednotlivých prvků řadicího systému na zkrácení řadicího času. Práce obsahuje teoretické pozadí systémů sekvenčního řazení závodních převodovek, informace a zdůvodnění postupu používání modelu při řešení, které přímo ovlivňují vlastnosti řazení závodního automobilu.

K ověření správnosti používaného modelu bylo využito měření na speciální testovací stoličce. Tímto měřením byl v praxi ověřen vliv změn některých parametrů na vybrané parametry chování sekvenční převodovky při řazení rychlostních stupňů a verifikován numerický model. Součástí disertační práce je také postup stavby tohoto modelu s přehledem širokých možností nastavení v programu MSC ADAMS a přístup k jejich nastavení a idealizacím při tvorbě modelu.

## **SUMMARY**

The dissertation thesis deals with gearshift optimization of racing car Škoda Fabia S2000. This concept means optimization of parameters that are essential in the race car - shortening time during gearchanging. As there are a lot of gearshifts on rally stage, each gearchange speed improving is a benefit .

The dissertation thesis was created in cooperation with the Department of Škoda Motorsport, where I performed a long-term practice. It was treated as a comprehensive study and its results can serve as a valuable resource to assess the significance of each parameter in the development of a similar system , or optimizing of the current version.

To simulate and understand the significant processes affecting the sequential gearbox shifting, the model in ADAMS SW is assembled. The model was used to evaluate the effect of optimization of the various elements of the engaging system for shortening the shift time. This thesis includes theoretical background of sequential racing gearbox systems, information about simulation parameters setting and also about model verification.

For simulation verification of the model special bench test was used. This bench type measurement was used for practical understanding and description of parameters influence on whole drivetrain. It was used also for comparing of the numerical simulation with real system behaviour.

## OBSAH

ANOTACE.....	III
SUMMARY .....	IV
OBSAH .....	V
SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A ZKRATEK .....	VIII
1 Úvod .....	1
2 Cíle práce.....	1
3 Technická řešení současných sekvenčních závodních převodovek .....	2
4 Porovnání a hodnocení vybraných technických řešení .....	5
5 Numerický model sekvenční převodovky .....	9
5.1 Převod CAD modelu do ADAMS .....	13
5.2 Kinematické řízení modelu .....	15
5.2.1 Definice pohybu řadicí páky .....	18
5.3 Simulace motoru - vstupní moment.....	20
5.4 Simulace jízdních odporů - kolové dynamometry .....	25
5.5 Nastavení kinematických vazeb těles.....	28
5.5.1 Nastavení parametrů vazeb a fyzikálních vlastností modelu.....	29
5.5.2 Nastavení tření ve vazbách a kontaktech .....	31
5.5.3 Simulace tření v programu ADAMS.....	32
5.5.4 Určení druhu tření v kinematických vazbách.....	33
5.6 Nastavení poddajnosti prvků numerického modelu .....	34
5.7 Řešení kontaktů v MSC ADAMS.....	38
5.7.1 Popis funkce Kontakt.....	38
5.7.2 Druhy kontaktů.....	39
5.7.3 Výpočet normálové síly v kontaktu .....	39
5.7.4 Nastavení parametrů kontaktu .....	40
5.8 Momenty setrvačnosti rotujících dílů hnacího ústrojí .....	41
5.8.1 Zjednodušení hnacího ústrojí- redukováná hmota .....	42

5.9	Měření převodovky na testovacím standu AVL.....	45
6	Přesuvníky a jejich vliv na řadící proces.....	49
6.1	Stav techniky.....	49
6.2	Charakteristika pracovních fází přesuvníků.....	54
6.3	Vyhodnocení vlivu úhlu boků zubů na proces řazení .....	59
6.3.1	Analytický popis kontaktu přesuvníkového spojení.....	59
6.3.2	Numerický model přesuvníkového spojení.....	61
6.3.3	Výpočet ztrátového času v případě „worst case“ .....	64
6.3.4	Navrhovaná eliminace worst case případu .....	69
7	Řízení motoru v okamžiku řazení.....	70
7.1	Struktura systému řazení vozu Fabia S2000.....	72
7.2	Analýza náběhu motoru na plný výkon .....	74
7.2.1	Závěr z měření náběhu zapalování.....	76
7.3	Analýza délky odstavení .....	76
7.3.1	Závěr z měření délky odstavení.....	78
7.4	Analýza délky odstavení v numerickém modelu .....	79
8	Řadící válec a jeho vliv na proces řazení.....	81
8.1	Používaná technická řešení .....	82
8.2	Návrh charakteristických křivek .....	84
8.3	Vyhodnocení vlivu charakteristických křivek pomocí numerického modelu.....	91
9	Míra naplnění stanovených cílů práce .....	94
10	Závěr.....	95
11	Použitá literatura.....	96
12	Použitý software.....	99
13	Seznam publikovaných prací disertanta .....	99

## SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA č. 1 - Popis kinematických vazeb modelu převodovky v ADAMS .....	P - 1
PŘÍLOHA č. 2 - Popis měřicí stolice .....	P - 6
PŘÍLOHA č. 3 - Nastavení parametrů kontaktu .....	P - 14
PŘÍLOHA č. 4 - Kinematické vazby numerického modelu.....	P - 17
PŘÍLOHA č. 5 – Výkonová charakteristika dynamometru .....	P - 20

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A ZKRATEK

$a$	[mm/s <sup>2</sup> ]	- lineární zrychlení
$A_c$	[mm <sup>2</sup> ]	- plocha pístu
$\alpha$	[°]	- úhel čela zubu
$B$	[mm]	- celková úhlová dráha
$b_{kont}$	[Ns/mm]	- koeficient tlumení v místě kontaktu
$\beta$	[°]	- úhel boku zubu
$c_{max}$	[Ns/mm]	- maximální hodnota koeficientu tlumení
$C$	[-]	- konstanta radiusu
$c_x$	[-]	- (čelní) součinitel odporu vzduchu
$d$	[mm]	- hodnota průniku těles
$d_{max}$	[mm]	- hodnota určující hranice průniku
$\delta$	[-]	- součinitel vlivu rotačních hmot
$e$	[-]	- konstanta
$E_c$	[MPa]	- modul pružnosti materiálu vačky
$E_f$	[MPa]	- modul pružnosti materiálu kolíku
$E_k$	[J]	- kinetická energie otáčivého pohybu
$f$	[-]	- součinitel odporu valení
$F$	[N]	- výslednice sil
$F_{ax}$	[N]	- axiální složka síly
$F_n$	[N]	- normálová síla
$F_{tang}$	[N]	- tangenciální složka síly
$F_z$	[N]	- součinitel radiální reakce
$\varphi$	[°]	- úhlová dráha
$\varphi_1$	[rad]	- úhlová dráha pohybu hlavy řadicí páky
$\varphi_2$	[rad]	- úhlová dráha konce řadicí páky
$\varphi_3$	[rad]	- úhlová dráha pohybu táhla páky
$\varphi_4$	[rad]	- úhlová dráha pohybu ovládacího vahadla
$\Phi$	[mm]	- mezera mezi zuby
$\theta$	[°]	- úhel zalomení klikové hřídele
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	- gravitační zrychlení
$g_p$	[mm]	- charakterizuje průnik těles
$\frac{dg}{dt}$	[mm/s]	- rychlost průniku
$\gamma$	[°]	- úhel kontaktního tlaku
$h$	[mm]	- celkový posuv
$I_k$	[kg m <sup>2</sup> ]	- moment setrvačnosti kol
$I_m$	[kg m <sup>2</sup> ]	- moment setrvačnosti motoru
$i_1 - i_4$	[-]	- převodové poměry
$i_{1a} - i_{1e}$	[-]	- převodové poměry jednotlivých převodů
$i_c$	[-]	- celkový převodový poměr převodového ústrojí
$imep$	[N/m]	- střední indikovaný moment motoru
$J$	[kg m <sup>2</sup> ]	- moment setrvačnosti tělesa
$J_1 - J_{14}$	[kg m <sup>2</sup> ]	- momenty setrvačnosti jednotlivých podsestav



$J_2$	[kg m <sup>2</sup> ]	- moment setrvačnosti tělesa 2
$J_{3a} - J_{3e}$	[kg m <sup>2</sup> ]	- moment setrvačnosti jednotlivých převodů
$k$	[N/mm]	- tuhost
$k_{tor}$	[mm/s]	- torzní tuhost
$k_{kont}$	[N/mm]	- tuhost kontaktu
$L^{\wedge}$	[mm]	- šířka kontaktní plochy
$L$	[mm]	- zdvih
$M$	[-]	- materiálová konstanta
$m$	[kg]	- celková hmotnost automobilu
$n$	[-]	- počet válců
$n$	[mm]	- pozice bodu
$N$	[mm]	- počet bodů
$S_c$	[Pa]	- kontaktní napětí
$M$	[Nmm]	- reakční moment
$M_i$	[N/m]	- indikovaný moment motoru
$M_k$	[Nm]	- hnací moment motoru
$M_r$	[Nm]	- moment rotujících hmot vozidla
$\eta$	[%]	- celková účinnost převodového ústrojí
$O_a$	[N]	- odpor setrvačnosti
$O_{at}$	[N]	- odpor setrvačnosti posuvných hmot
$O_{av}$	[N]	- odpor setrvačnosti rotujících hmot
$O_f$	[N]	- odpor valení
$O_s$	[N]	- odpor stoupání
$O_v$	[N]	- odpor vzduchu
$P_{min}$	[-]	- geometrická pravděpodobnost
$P_n$	[N]	- normálová síla k profilu vačky
$R_c$	[mm]	- rádius křivky
$r_f$	[mm]	- rádius kolíku
$r_1$	[mm]	- délka ramene hlavy řadicí páky
$r_2$	[mm]	- délka ramene konce řadicí páky
$r_3$	[mm]	- délka ramene táhla řadicí páky
$r_4$	[mm]	- délka ramene ovládacího vahadla
$\rho_{vzd}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	- hustota vzduchu
$S_x$	[m <sup>2</sup> ]	- plocha průřezu čelní plochy automobilu
$T_{tor,max}$	[N/mm]	- torzní vibrace
$t$	[s]	- doba otočení vačky o $\varphi$
$T$	[s]	- doba otočení vačky o $\beta$
$v$	[mm/s]	- lineární rychlost pohybu
$v_0$	[mm/s]	- počáteční rychlost
$v_1$	[mm/s]	- lineární rychlost hlavy řadicí páky
$v_2$	[mm/s]	- lineární rychlost konce řadicí páky
$v_3$	[mm/s]	- lineární rychlost táhla řadicí páky
$v_f$	[mm/s]	- koncová rychlost
$v_{přes}$	[mm/s]	- rychlost přesuvníku

$\omega$	[rad/s]	- úhlová rychlost
$\omega_3$	[mm]	- deformace v oblasti kontaktní plochy
$\omega_1$	[rad/s]	- úhlová rychlost hlavy řadicí páky
$\omega_2$	[rad/s]	- úhlová rychlost konce řadicí páky
$\omega_3$	[rad/s]	- úhlová rychlost táhla páky
$\omega_4$	[rad/s]	- úhlová rychlost hřebene řadicí páky
$\omega_k$	[rad/s]	- moment rotujících hmot vozidla
$\omega_m$	[rad/s]	- hnací moment motoru
$\frac{d\omega_m}{dt}$	[rad/s <sup>2</sup> ]	- úhlové zrychlení rotujících hmot motoru
$\Delta x$	[mm]	- deformace v oblasti kontaktní plochy
$y$	[mm]	- posuv
$Z$	[-]	- konstanta, 1 (pro 2 taktní motory), 2 (pro 4 taktní motory)
$z$	[-]	- počet zubů

CAD	Computer Aided Design
CVT	Continuously variable transmission
ECU	Electronic Control Unit
EDS	Engineering Design Science
FIA	Federation Internationale de l'Automobile
HCU	Hydraulic Control Unit
HÚ	Horní úvrat' (pístu)
IGES	Initial Graphics Exchange Specification
MBS	Multibody Systems
PiL	Powertrain in the Loop
S2000	Super 2000 – třída automobilů podle klasifikace FIA
TCU	Traction Control Unit

## 1 Úvod

Tématem předkládané práce je optimalizace řazení soutěžního vozu se zaměřením na snížení doby nutné k řazení rychlostních stupňů. Vzhledem k možnosti znatelného přínosu bylo v disertační práci uvažováno pouze řazení vyšších rychlostních stupňů. Tato problematika je všeobecně velmi málo popsána a v odborné literatuře se téměř nevyskytuje, což ztěžuje zpracování tématu a rešeršní činnost. Důvodem je (v motorsportu) obvyklé tajemství cenného know - how výrobce. Rozdíly rozhodující o úspěšnosti vozu jsou často velmi malé. Určité analogie se dají nalézt u konvenčních mechanických (synchronních) převodovek a zubových spojek převodových ústrojí nákladních automobilů, ale jejich princip i způsob používání jsou odlišné. Hlavním cílem této práce je představit možné úpravy důležitých prvků systému řazení rychlostních stupňů soutěžního vozu, které ovlivňují řadicí čas. K tomu byl připraven numerický model v programu ADAMS, který byl využíván pro vyhodnocení vlivu úpravy jednotlivých prvků. Významnou součástí práce je i uplatnění výsledků měření hnacího ústrojí k verifikaci modelu. Toto měření také poskytlo reálnou představu o směru optimalizace. Předkládaná práce pak poskytuje ucelený přehled o významu a váze jednotlivých parametrů vedoucích k vylepšení stávajícího systému optimalizací vybraných prvků. K porovnání jednotlivých známých technických systémů bylo využito Multikriteriální hodnocení poznatků podle EDS (Engineering Design Science) v Kapitole 4. Uvedení do problematiky a popis principu systému řazení soutěžního vozu je popsán v Kapitole 2 a 3. Kapitoly 6, 7 a 8 představují vliv jednotlivých prvků řazení na snížení řadicího času. Popis modelu v programu ADAMS, jeho nastavení a volba parametrů je obsahem Kapitoly 5.

## 2 Cíle práce

Disertační práce vznikala za podpory oddělení Škoda Motorsport v rámci dlouhodobé praxe. ŠM je závodní oddělení automobilky Škoda Auto, které se zabývá vývojem a provozem vozidel pro automobilové soutěže (rally) v rámci továrního týmu. Ze strany ŠM byla poskytnuta veškerá podpora jak odborníků přímo z oddělení, tak i od výrobce převodovky. Disertační práce je zpracovávána jako komplexní studie s praktickým výstupem, jejíž výsledky mohou být uplatňovány v dalším vývoji obdobného systému sekvenční převodovky.

Základem úspěchu každého závodního automobilu je projet daný úsek trati za co možná nejkratší čas. Tomu jsou podřízeny všechny funkce vozu. Jednou z významných charakteristik je rychlost a spolehlivost změny převodových stupňů. Vzhledem k její četnosti je každé zkrácení času změny rychlostního stupně přínosem.

Hlavním cílem práce je nalezení spolehlivého řešení ke zkrácení řadicích časů a vypracování studie, která umožní popis vlivu jednotlivých parametrů na tuto problematiku. V úvodu práce jsou vysvětleny základní pojmy a jevy, které souvisí s tématem. Stručná rešeršní část slouží jako přehled konstrukčních přístupů. Cílem této části je poskytnout ucelený obraz na tento úzce zaměřený segment a zdůraznit silné a slabé stránky jednotlivých technických řešení. Výhodnou pomůckou k orientaci v množství parametrů při navrhování technického systému je specifikace technických požadavků použitím metody EDS. V další

části jsou uvedeny odborné pojmy a základní vztahy, které umožňují přesnou orientaci v textu, schématech a formulacích. Jedním z klíčových výstupů je numerický model, který byl použit k simulaci řazení. Tento model slouží k určení významu jednotlivých parametrů systému řazení. Součástí práce je prezentace výsledků optimalizace v hlavních oblastech:

- Přesuvníky
- Řízení motoru v okamžiku řazení vyšších rychlostních stupňů
- Geometrie křivek řadicího válce

Hlavní cíle disertační práce:

- Tvorba přehledu používaných konstrukčních přístupů
- Specifikace požadavků s využitím metod EDS
- Vývoj modelu v prostředí ADAMS
- Rozbor dynamického modelu a stanovení míst k optimalizaci konstrukce
- Verifikace modelu pomocí uskutečněných měření
- Analýza vlivu konstrukčních uzlů
  1. Geometrie přesuvníkového spojení
  2. Optimalizace řízení motoru v okamžiku přeřazení
  3. Optimalizace křivek řadicího válce
- Návrh úpravy pro případ vozu Škoda Fabia S2000

### **3 Technická řešení současných sekvenčních závodních převodovek**

Převodové ústrojí závodního vozu je hlavním prvkem hnacího ústrojí a má zásadní vliv na funkci a celého automobilu. Při navrhování celého ústrojí je závazné řídit se pravidly (homologací) FIA pro danou třídu. Tato pravidla přesně definují povolená technická řešení, maximální cenu převodovky pro zákazníka a servisní intervaly, které musí být pro danou třídu dodrženy. Následující kapitola popisuje používaná technická řešení závodních převodovek. Ty se dělí na základní druhy:

- Manuální mechanické
- Manuální sekvenční
- Pneumaticky ovládané sekvenční
- Hydraulicky ovládané sekvenční
- Elektromechanicky ovládané sekvenční převodovky
- Ostatní (kombinované systémy, systémy bez mechanické vazby, automatizované,..)

Jedním z hlavních požadavků na hnací ústrojí závodního vozu je minimální ztrátový čas. Snahou je tyto ztrátové časy zredukovat, a proto je nejčastěji využíváno sekvenčních převodovek. Řazení sekvenční převodovkou je rychlejší a umožňuje řazení bez použití spojky. V mé práci se zabývám analýzou a optimalizací závodní, šestistupňové sekvenční převodovky Xtrac 532 vozu Škoda Fabia Super 2000.

Hlavním rozdílem je, že proti klasické převodovce s „H“ schématem řazení se rychlostní stupně řadí postupně po jednom nahoru nebo dolů. Zpátečka a někdy neutrál se řadí obvykle přes pojistku. Tak jako v klasické převodovce i v sekvenční musí být alespoň dvě hřídele. Hřídele jsou vzájemně spojeny dvojicí ozubených kol. Každá dvojice tvoří jeden rychlostní stupeň. Převodový poměr každého stupně je dán počtem zubů na těchto kolech. Kola hnací hřídele jsou pevně spojena s hřídelí, zatímco kola na hnané hřídeli se volně otáčí. Proto se v převodovce neustále otáčejí všechna ozubená kola. Zařazením rychlostního stupně rozumíme spojení ozubeného kola na hnané hřídeli s hřídelí samotnou. Spojení je umožněno zubovou spojkou, která je posuvně spojena s hnanou hřídelí. Zubová spojka, dále přesuvník, je posouvána řadicí vidličkou.

Běžná převodovka funguje podobně s tím rozdílem, že je u ní použito synchronizačních spojek k vyrovnání rychlostí obou hřídelí. Zásadní rozdíl je ve způsobu ovládání řadicích vidliček. Detailně je přesuvníkové spojení popsáno v Kapitole 6.

Řadicí vidličky jsou u běžné převodovky s „H“ schématem posouvány pomocí pohybu táhel, která jsou ovládána pohybem řadicí páky dopředu a dozadu. Volba táhla je dána pohybem řadicí páky do stran. V případě sekvenční převodovky je pohyb řadicích elementů způsoben řadicím válcem. Ten má na svém obvodu vyfrézovány zakřivené drážky, které otáčením válce definují pohyb elementů do stran. Válec se pootáčí do úhlu, který odpovídá příslušnému rychlostnímu stupni. Natočení zakřivené drážky na obvodu způsobí posun řadicí vidličky ve směru své osy. Geometrie drážky způsobuje, že v krajních polohách dojde k zařazení/vyřazení rychlosti. Každá vidlička je schopna zařadit dva rychlostní stupně.

Zajištění jednotlivých převodů proti vyskočení je realizováno aretačním mechanismem nebo pomocí zámků. Tato zařízení drží rychlost uzamčenou, dokud je motor v záběru. Pro vytažení převodu ze záběru je nutné, aby došlo ke snížení točivého momentu. Během přeřazení dojde ke krátkému odstavení výkonu přerušením vstřikování paliva, odpojením zapalování nebo přestavením předstihu. Signál k odstavení výkonu se obvykle získává ze snímače řadicího mechanismu. Tento snímač je buď v převodovce nebo v řadicí páce.

Sekvenční převodovka může být ovládána jak pomocí táhel, která jsou ovládána pomocí páky, tak i „pádly“ pod volantem. Pádlová řazení jsou obvykle ovládána hydraulicky, výjimečně i pneumaticky. Závodní sekvenční převodovku lze charakterizovat následujícími body:

- Řadicí páka manuální sekvenční převodovky je ovládána pákou, která se pohybuje dopředu a dozadu
- Mechanismus řazení je odlišný od klasické převodovky - pomocí ráčnového mechanismu je ovládán řadicí válec
- Řadicí vidličky jsou přes kolíky posouvány v drážkách řadicího válce
- Při každém pohybu řadicí páky dojde k rotaci řadicího válce

- Otočný pohyb válce je převeden na posuvný pohyb vidliček
- V drážkách vidliček je uložena řadicí objímka, která po zasunutí do záběru způsobí spojení hřídelí a momentový tok
- Každý pohyb řadicí páky způsobí pootočení řadicího válce a změnu převodového stupně
- Jednotlivé převody jsou řazeny postupně - jeden po druhém, přeskočení není možné
- Tento typ převodovek je jednoduchý a spolehlivý - ideální pro závodní nasazení
- Umožňuje rychlou změnu převodových stupňů



**Obr. 1:** Převodovka Xtrac 532 SUPER 2000 RALLY [34]

Základní parametry převodovky Xtrac 532:

- 6 stupňová sekvenční převodovka
- Skříň z hliníkové slitiny
- Seřiditelný lamelový přední diferenciál typu Salisbury
- 50:50 pevné rozdělení točivého momentu
- Integrovaný tlakový olejový mazací systém
- Umožněno namontování potenciometru řadicího válce, čidel tlaku a teploty oleje
- AP Racing spojka
- Hmotnost 64.5 kg

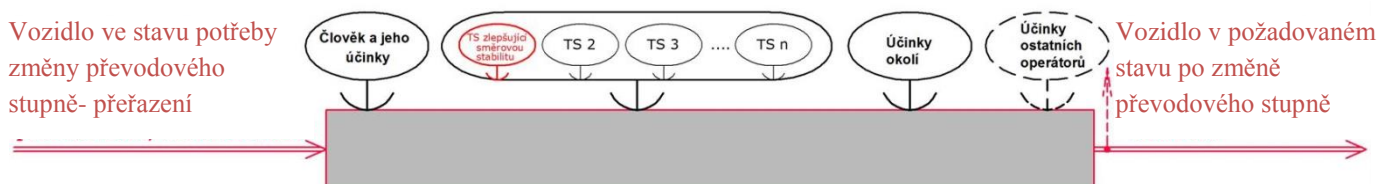


Obr. 2: Typické uspořádání sekvenční převodovky [32]

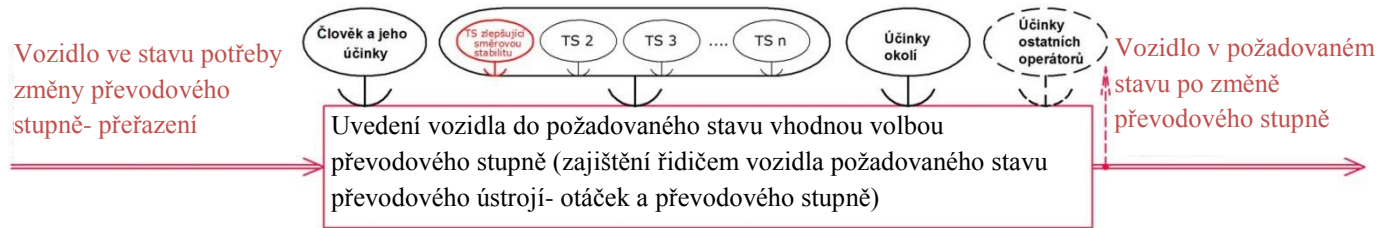
Na Obr. 2 je typické uspořádání závodní sekvenční převodovky pro rally. Převodová kola mají rovné čelní ozubení. Spojení hnacího hřídele s hnaným je umožněno pomocí tří přesuvníků. U naprosté většiny závodních sekvenčních převodovek je používáno právě toto uspořádání. Ovládání řadicího válce je podřízeno pravidlům pro příslušnou třídu závodních automobilů. Řadicí páka je umístěna co nejbližší volantu.

#### 4 Porovnání a hodnocení vybraných technických řešení

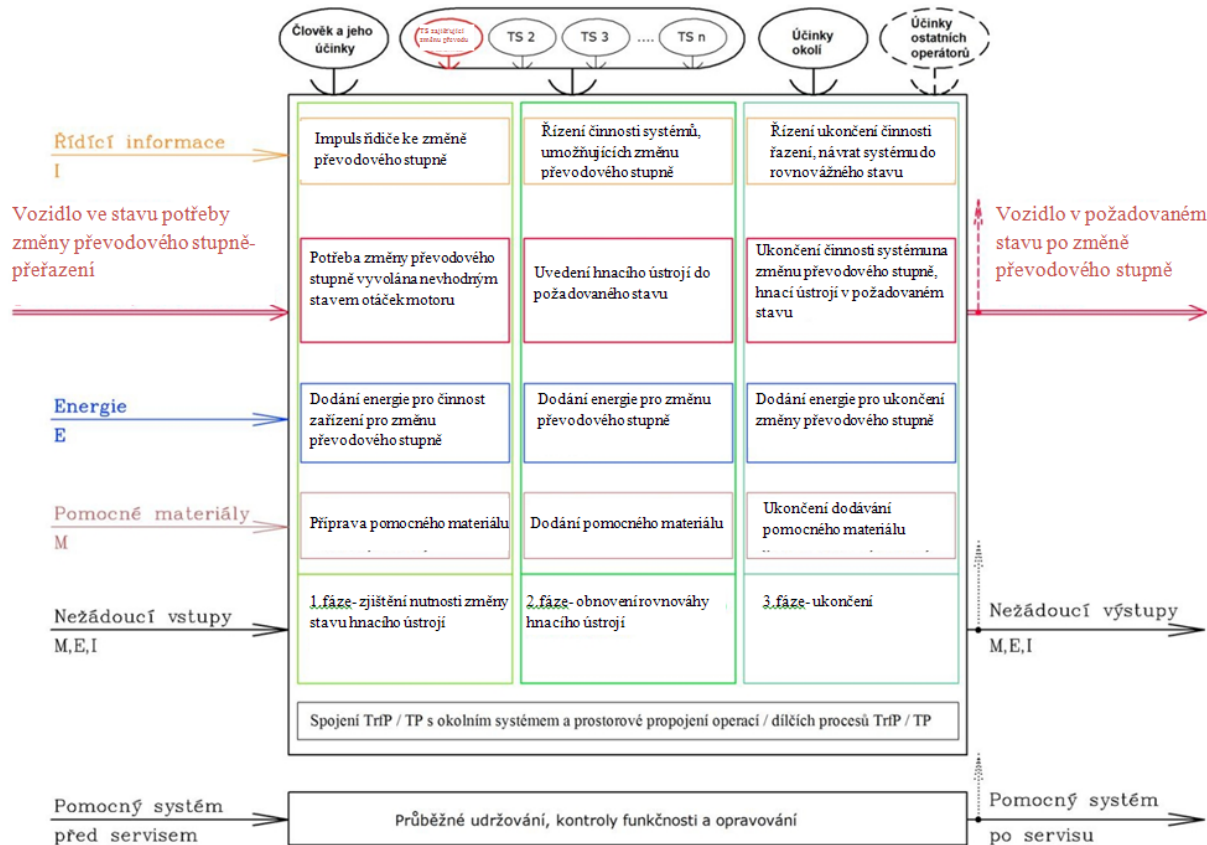
Pro orientaci a zhodnocení problematiky řazení rychlostních stupňů sekvenčních převodovek bylo využito teoretických poznatků a metodických nástrojů Engineering Design Science (EDS) [1], [2]. V úvodu kapitoly je představen model předpokládaného transformačního procesu od nejvyššího stupně abstrakce- černé skříňky (viz Obr. 3 a 4). Na Obr. 5 je pak úplný návrh transformačního procesu pro konkrétní technický systém (TS)



Obr. 3: Černá skříňka provozního transformačního procesu pro navrhovaný TS



Obr. 4: Návrh technologie provozního transformačního procesu pro navrhovaný TS



Obr. 5: Úplný návrh provozního transformačního procesu pro navrhovaný TS

Pro porovnání technických systémů, které zlepšují parametry řazení, byla vybrána následující řešení:

- Plně automatizovaný systém
- Ručně řazený systém bezsynchronní převodovky
- Ručně řazený sekvenční systém
- Ručně řazený sekvenční systém s automatickým odstavením výkonu motoru

Pro zhodnocení, které řešení nejlépe naplňuje hlavní funkci, bylo vytvořeno přehledné multikriteriální hodnocení. Jednotlivá kritéria a subkritéria byla volena s přihlédnutím k tomu, že se jedná o vozidla, na něž jsou kladeny specifické nároky (ve srovnání s vozidlem sériovým). Hlavní obecnou funkcí je zlepšení řazení. Tabulka multikriteriálního hodnocení (viz Obr. 6) umožňuje zhodnotit, které řešení nejlépe splňuje požadavky. V případě této práce



dosáhlo nejlepšího hodnocení řešení: Plně automatizovaný systém. Tento systém je používán ve vozech Formule 1. Má nejvýhodnější vlastnosti, ale i přesto je nutné jej z výběru vyřadit, protože pro třídu S2000 jsou v homologaci povoleny jen mechanicky ovládané převodovky. Aktuálně používané řešení bylo na druhém místě a tím se tedy potvrdila jeho vhodnost pro konkrétní použití.

Multikriteriální hodnocení hlavní funkce: zlepšení řazení												
Řešení č.1. Plně automatizovaný systém			Řešení č.2. Ručně řazený, bezsynchronní systém			Řešení č.3. Inteligentní, dvouspojková převodovka			Řešení č.4. Ručně řazení, savvedská spára s automobilovým ostavením			
Kritérium	Váha kritéria	Skutelná	Váha skuterná	Procentní skuterná	Váha hodnocení kritéria	Procentní skuterná	Váha hodnocení kritéria	Procentní skuterná	Váha hodnocení kritéria	Procentní skuterná	Váha hodnocení kritéria	
Řadící osa	0.4	Řádící	0.8	9	7.2	6	4.8	7	5.6	8	6.4	10
		Řádící	0.1	9	0.9	6	0.6	7	0.7	8	0.8	10
		Číslo zubů převodů	0.1	9	0.9	6	0	7	0	8	0.8	10
Řadící osa	0.2	Číslo zubů převodů	0.8	9	7.2	6	4.8	9	7.2	7	5.6	10
		Číslo zubů převodů	0.1	8	0.8	6	0.6	6	0.6	7	0.7	10
		Číslo zubů převodů	0.1	7	0.7	8	0.8	3	0.3	2	0.2	10
Momentové odměry	0.15	Procentní skuterná	0.6	6	3.6	9	5.4	9	5.4	6	3.6	10
		Váha skuterná	0.3	5	1.5	10	3	9	2.7	5	1.5	10
		Váha skuterná	0.1	5	0.5	8	0.8	8	0.8	5	0.5	10
Zadní vřetva	0.05	Zadní vřetva	0.4	2	0.8	9	3.6	1	0.4	8	3.2	10
		Procentní skuterná	0.2	5	1	5	1	9	1.8	5	1	10
		Procentní skuterná	0.4	9	3.6	2	0.8	7	2.8	8	3.2	10
Oporňášení	0.05	Řádící mechanismus	0.2	5	1	8	1.6	8	1.6	5	1	10
		Zadní převodník	0.6	5	3	7	4.2	8	4.8	5	3	10
		Procentní skuterná	0.2	4	0.8	7	1.4	9	1.8	4	0.8	10
Komplexnost systému	0.05	Skuterná mechanismu	0.3	2	0.6	9	2.7	2	0.6	8	2.4	10
		Skuterná elektroniky	0.3	2	0.6	9	2.7	1	0.3	5	1.5	10
		Číslo elektroniky	0.4	2	0.8	9	3.6	2	0.8	6	2.4	10
Servis	0.1	Náložní servis	0.2	3	2	7	1.4	3	0.6	4	0.8	10
		Náložní servis	0.2	3	5	7	1.4	2	0.4	6	1.2	10
		Motor	0.6	7	1	7	4.2	1	0.6	7	4.2	10
Celkové hodnocení				7.59	6.55		6.39		6.89		6.89	10
Procentuální podíl hlavní funkce (%)				75.9	65.5		63.9		68.9		68.9	100%
Celkové pořadí dle podílu hlavní funkce				1	3		4		2		2	
Číslo hodnocení				3.04	2.62		2.55		2.75		2.75	4.00
Číslo hodnocení (domové)				4.00	3.46		3.36		3.63		3.63	5.04

Obr. 6: Multikriteriální hodnocení hlavní funkce

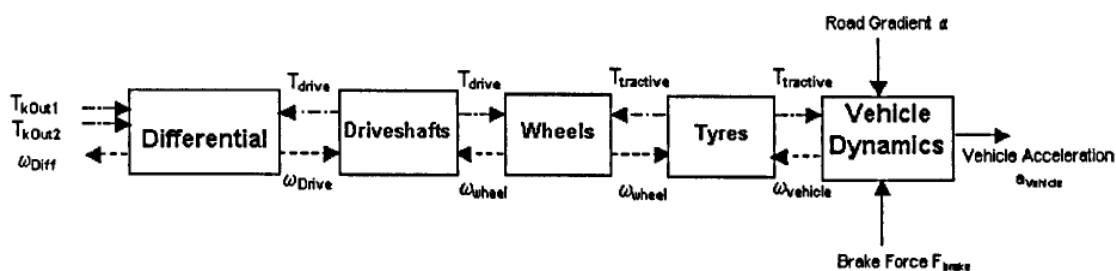
## 5 Numerický model sekvenční převodovky

Cílem dynamické simulace v programu ADAMS bude najít možnosti ke zkrácení řídicího času optimalizací funkce vybraných částí převodovky. Účelem modelu bude tedy poskytnout spolehlivý nástroj k ověřování změn jednotlivých parametrů na funkci systému. Dynamický model se skládá z nejdůležitějších dílů převodovky, aby byl zajištěn přijatelný výpočetní výkon. Mezi tuhými díly sestavy jsou kinematické vazby a zvláštní důraz je věnován oblasti přesuvníku a ozubených kol. Tato vazba je řešena pomocí funkce Kontakt, která umožňuje precizní definici jeho vlastností. Detailně je popis funkce Kontakt zpracován v Kapitole 5.7 a nastavení parametrů v PŘÍLOZE č. 3. Simulace v prostředí ADAMS je stavěna tak, aby co nejvíce odpovídala podmínkám měření hnacího ústrojí na speciálním standu.

Po odladění modelu do něj budou dodány hodnoty, které budou naměřeny při laboratorním testu. Významnou výstupní veličinou simulace je točivý moment, otáčkový průběh výstupní hřídele a axiální síla na přesuvník. Z jejich průběhu je pak možné odhadnout, jaký efekt má příslušná změna geometrie na zvolené parametry - zejména rychlost řízení, ovládací sílu a oscilace točivého momentu.

Vzhledem k unikátnosti simulace byly hledány analogie i z jiných oblastí strojírenství, aby bylo dosaženo komplexního pohledu na řešenou problematiku. Simulace je rozdělena na dílčí modely podle jednotlivých konstrukčních uzlů, na které je zaměřena. Zvlášť byla tedy zkoumána oblast zubových spojek, oblast řídicího válce a řízení motoru. Citlivostní analýza popsala vliv nastavení jednotlivých parametrů na chování simulovaného systému.

MBS simulace jsou v prostředí motorsportu často využívány k možnosti ověření a porovnání různých technických řešení u prototypů. Komplexní možnosti využití programu ADAMS byly jako příklad využití v aplikaci na závodní okruhový automobil popsány v publikaci [25].



Obr. 7: Struktura modelu hnacího ústrojí, používaná při numerických simulacích, podle [29]

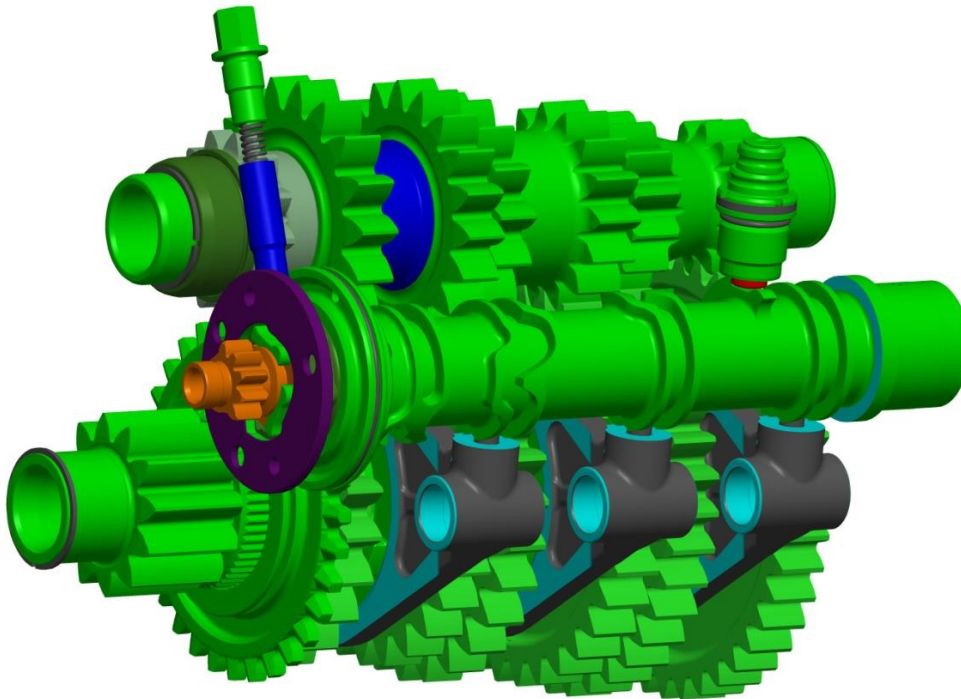
V odborných publikacích - např. [29], které se zaměřují na simulaci převodových mechanismů a jejich vlivem na hnací ústrojí je obvyklá struktura modelu - viz Obr. 7. Model se skládá z jednotlivých základních modulů:

- Díly hnacího ústrojí
- Pneumatika - obvykle používán model Pačejka
- Dynamika vozidla - vstup točivého momentu/jízdní odpory

Tyto základní moduly je možné libovolně prohlubovat a detailněji popsat realitu. Numerický model používaný v této práci se skládá z modulů a jeho struktura je podřízená

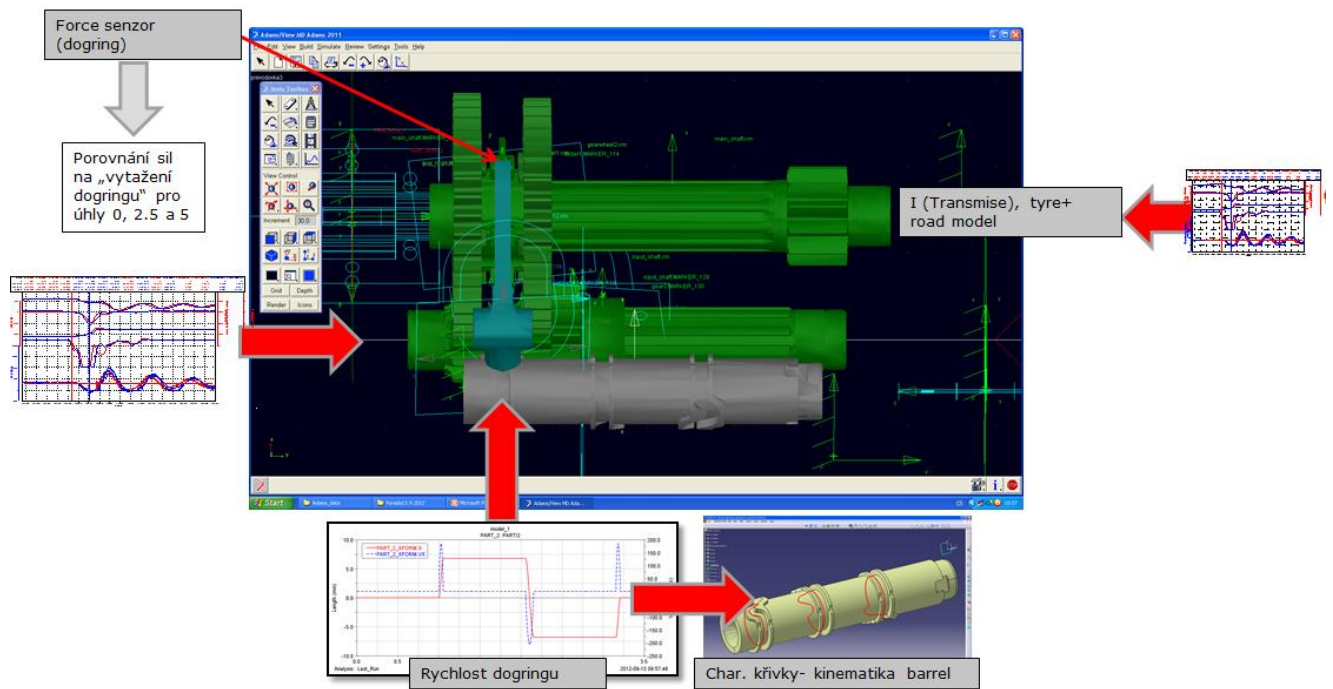
možnosti dodávat synchronizovaná vstupní/výstupní data, která byla získána měřením na speciální stoličce s cílem rychlého ověření jednotlivých parametrů.

Simulace, používající numerický model v programu ADAMS, slouží především k popisu chování páru přesuvník - převodové kolo v průběhu přeřazení a vlivu průběhu vstupního momentu (odstavení) na systém, zatímco k základnímu popisu slouží idealizovaný analytický model. Možnost simulovat funkci výrobku nebo technického zařízení a také prověřit jeho chování v různých podmínkách bez nutnosti pořizovat fyzický model značně urychluje vývoj. Jak je obvyklé, tak každá simulace pracuje s určitým zjednodušením. Volba vhodné míry zjednodušení modelu, stanovení přesných okrajových podmínek i správná interpretace výsledků jsou nutnými předpoklady pro to, aby simulace byla přínosem. V některých případech není samotná počítačová simulace pro analýzu problému postačující a je nutné ji kombinovat s experimenty (zkoušky, měření) na fyzickém modelu. V modelu bylo testováno několik variant úhlů sklonu boků zubů, křivek řadičeho válce i nastavení odstavení motoru. Kvůli omezení vlivu ovládacího mechanismu převodovky a odstavení motoru byly jejich simulace prováděny odděleně. Model přesuvníkového spojení obsahuje všechny důležité prvky převodovky.



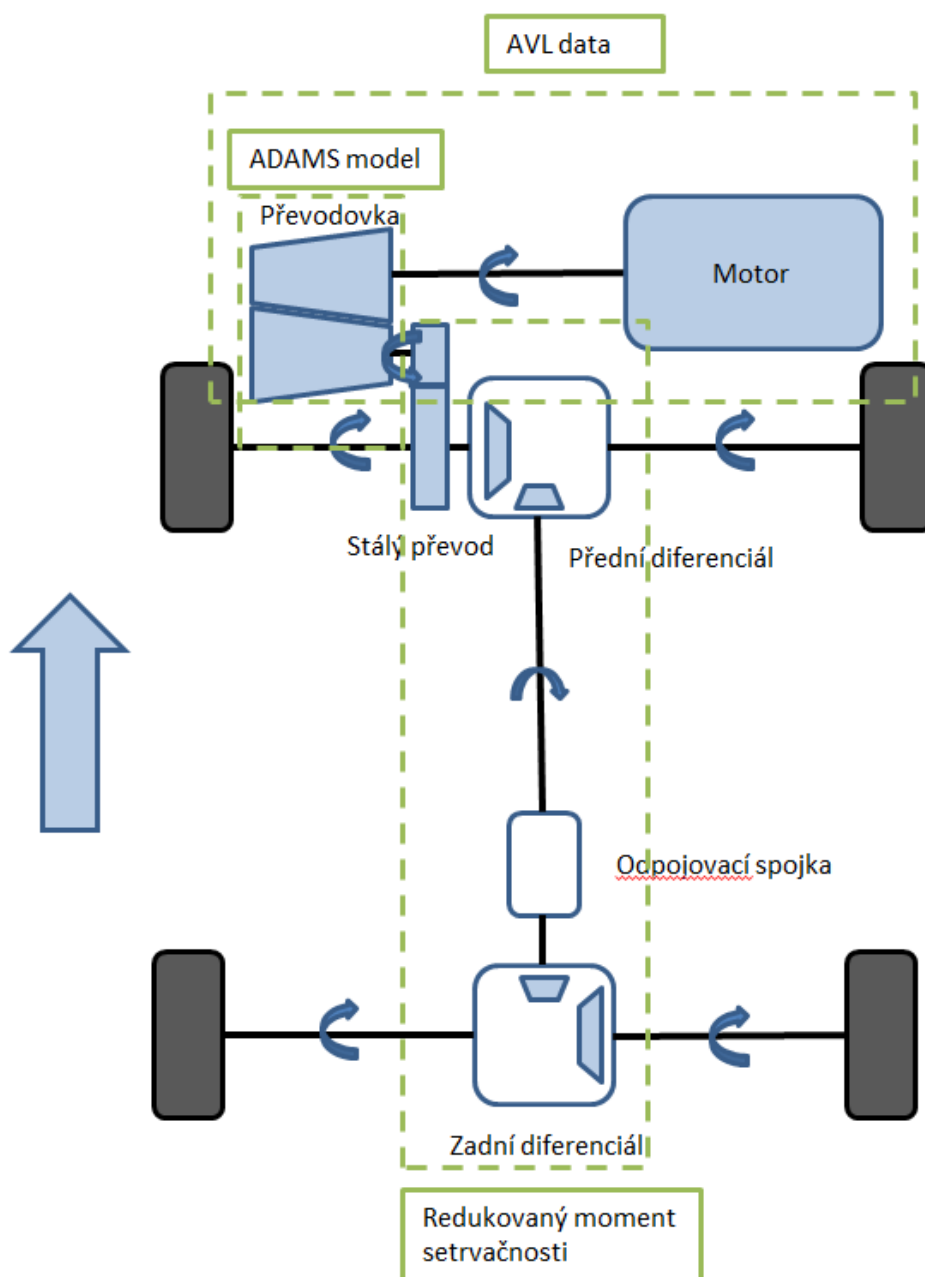
**Obr. 8:** Sestava převodovky Xtrac, importovaná do programu ADAMS

Program ADAMS je díky širokým možnostem nastavení využíván k různým simulacím automobilových převodovek. Mezi komplexní nástroje s propracovaným modelem hlavních oblastí převodovky patří SW GESIM, vyvinutý firmou Steyer [24], který používá numerický model, vycházející z ADAMS. Některé přístupy byly použity při řešení této práce.



**Obr. 9:** Schematicky znázorněný přístup k využití modelu.

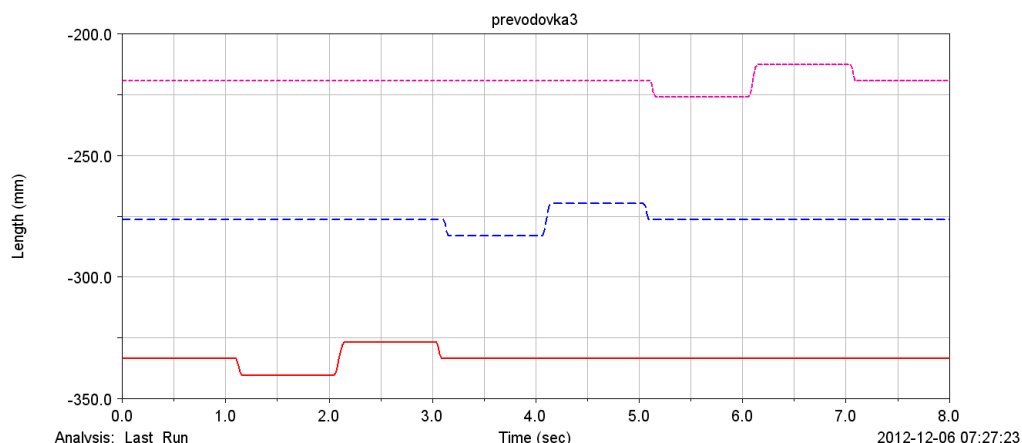
Na Obr. 9 je schematické znázornění numerického modelu. Jako vstupní data byly použity výsledky měření na standu. K ověření správné funkce bylo využito porovnání s průběhem hnacích momentů a otáček, naměřených kolovými dynamometry. Snahou při tvorbě modelu bylo uspořádání, skládající se z jednotlivých komponent kvůli možnosti rychlého porovnání vlivu změny jednotlivých parametrů.



**Obr. 10:** Modulové uspořádání numerického modelu hnacího ústrojí vozidla Fabia Super 2000

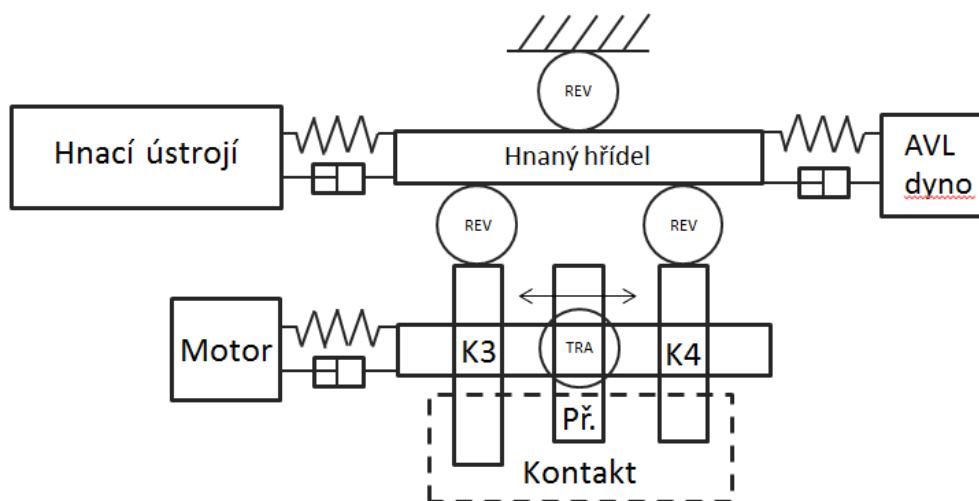
Model, který byl použit při řešení této práce má modulovou strukturu a jeho uspořádání je znázorněno na Obr. 10. To umožňuje různou míru zjednodušení základních modulů, ze kterých je model složen. Detailně jsou jednotlivé části popsány v příslušných kapitolách. Důvodem pro použití této struktury modelu je možnost jeho rychlé úpravy v závislosti na požadavcích zadání.

Simulace řazení i jednotlivé dílčí simulace byly vytvořeny v prostředí ADAMS/View vzhledem k tomu, že knihovny modulu ADAMS/Driveline neobsahují komponenty sekvenční převodovky. Tento postup není neobvyklý, možnosti a využití View v případě simulace hnacího ústrojí popisuje publikace [28]



**Obr. 11:** Průběh posuvu jednotlivých řadicích vidliček

Na Obr. 12 je funkční schéma přesuvníkového spojení pro třetí a čtvrtý převodový stupeň. Toto schéma zjednodušeně popisuje jednotlivé kinematické vazby, prvky poddajnosti a kontakt mezi tělesy přesuvníkového spojení. V této zjednodušené podobě je hnací ústrojí postaveno i v numerickém modelu. Zjednodušení hnacího ústrojí pomocí redukce je popsáno v Kapitole 5.8. Průběh hnacího momentu motoru a simulace jízdních odporů pomocí hnaných dynamometrů popisuje Kapitola 5.4.



**Obr. 12:** Kinematické schéma numerického modelu, REV – rotační vazba, TRA – posuvná vazba, K3 – kolo třetího převodového stupně, K4 – kolo čtvrtého převodového stupně.

## 5.1 Převod CAD modelu do ADAMS

Pro tvorbu dynamického modelu převodového ústrojí bylo nutné importovat CAD model převodovky X532 do programu ADAMS/View. Původní data modelu byla ve formátu IGES, pro práci se sestavou převodovky byl využíván program ProE, zatímco pro práci s díly, u kterých byla nutná úprava jejich geometrie, je použit SW CATIA V5. Import většiny CAD modelů do prostředí ADAMS/View byl možný pouze po kontrole a opravě geometrie jednotlivých dílů. Program ADAMS nepodporuje formát běžných modelářů, a proto došlo

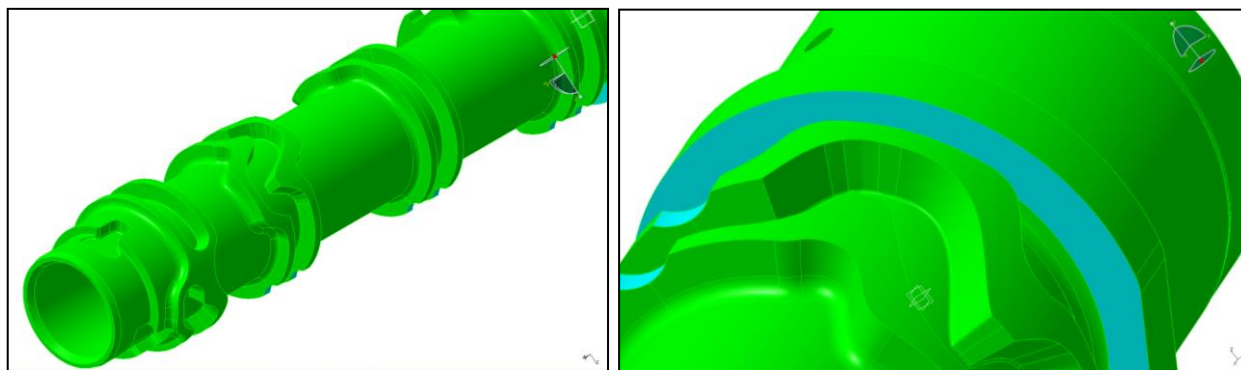
k importu modelů prioritně ve formátu parasolid (x\_t). Tento formát v sobě nese pouze údaje o geometrii modelu, ale ne o jeho fyzikálních vlastnostech. Po importu do programu ADAMS je nutné jednotlivým dílům přiřadit hmotnost, polohu, těžiště a momenty setrvačnosti. Tyto fyzikální veličiny jsou velmi důležité pro chování dynamického modelu. Nejpřesnější metodou je použití hodnot veličin z původního CAD modelu. Toho je dosaženo pomocí funkce výpočtu fyzikálních a geometrických parametrů v příslušném CAD a jejich přímé dodání do modelů v programu ADAMS. Takto získané hodnoty hmotností a momentů setrvačnosti včetně souřadnic těžiště jsou zadávány do simulačního modelu.

Parasolid je geometrickým formátem, jehož licence je vlastněna firmou Siemens PLM Software. Tento formát umožňuje tvorbu prvků běžných modelovacích modulů CAD systémů jako jsou: pokročilé plochy, objemový modelář s boolean funkcemi a další. Po exportu z původního CAD mají nové modely příponu .x\_t. Tento formát umožňuje migraci pouze 3D solidů a plošných prvků. 2D data nemohou být migrována.

Adams/Exchange je modul programu ADAMS, který slouží jako překladač geometrie do prostředí View. Umožňuje import standartních geometrických formátů z jakéhokoli SW, který podporuje následující formáty: IGES, STEP, DXF/DWG a Parasolid. Pomocí tohoto modulu dochází ke konverzi dat do souboru prvků Adams/View. Těmi jsou podle standardu Adams/Solver GRAPHICS prvky typu polyline a shell. K nim je následně asociována geometrie prostřednictvím tuhých (rigid) těles v modulu View. Adams/Exchange omezuje nutnost rozdělení geometrie na základní prvky a umožňuje použít importovaná tělesa ke spojení s kinematickými vazbami a silami.

Při konverzi CAD modelů do výměnných datových formátů (IGES, STEP) obvykle dochází k poškození geometrie počítačového modelu dílu v místech, kde je problematické provést její přepočítání a zjednodušení do konverzního formátu - např. v napojení tvarově komplikovaných ploch, na hranách takových oblastí a v různých geometricky složitých plochách. Tvarově složitější díly převodovky jako například řadicí válec nebo některé díly mechanismu řazení proto byly z ProE exportovány do CATIA a tam bylo možné přistoupit k detailním a pracným opravám geometrie. Tento CAD byl zvolen právě z důvodu velmi propracovaného modulu pro práci s plochami, který má širokou paletu funkcí a díky tomu je možno precizně a geometricky korektně opravit všechna místa s poškozenou geometrií ploch.





**Obr. 13:** V místech drážek, které definují pohyb kolíku řadicí vidličky, došlo při převodu geometrie k problémům v návaznosti ploch boků drážek, po kterých se pohybují kolíky. Kontakt těchto dvou částí je velmi důležitý, a proto musí boční plochy drážek co nejvíce odpovídat realitě. Při převodu do IGES formátu byly boční plochy drážek rozděleny na několik částí. U těchto částí se v některých místech vyskytovaly poruchy geometrie. Velmi často to byly poruchy návaznosti jednotlivých ploch. Funkcí Split byly takové plochy vyříznuty a pomocí funkce Blend byly vytvořeny nové.

## 5.2 Kinematické řízení modelu

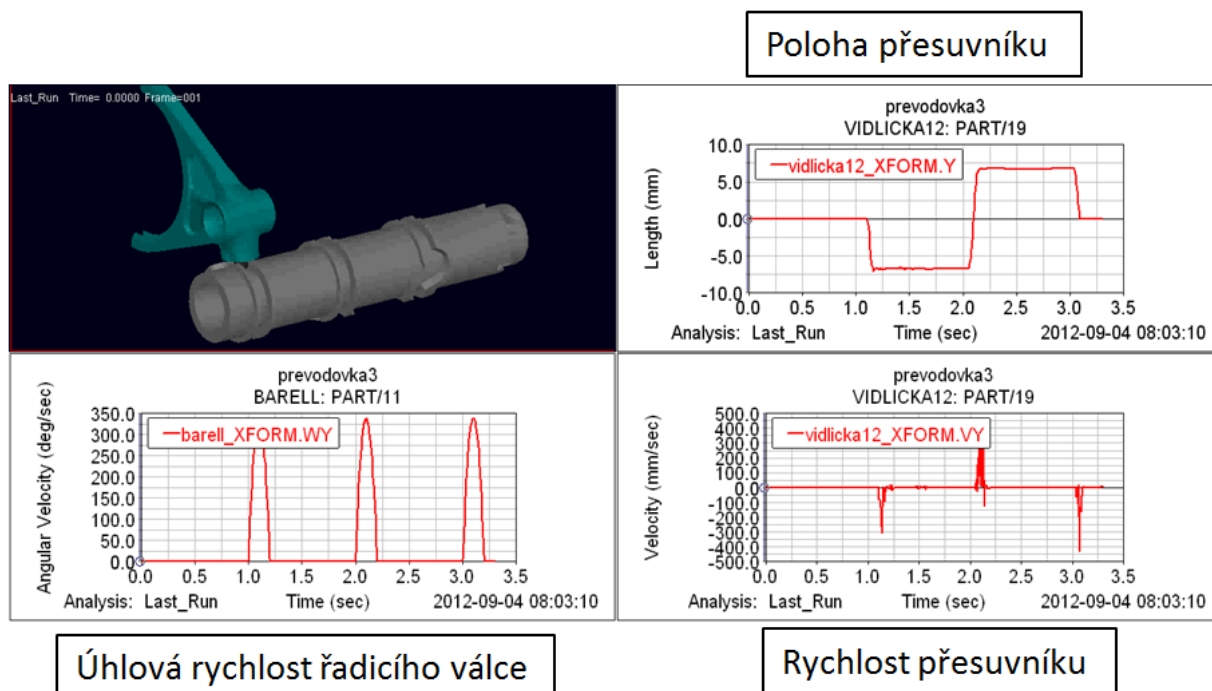
V úvodní fázi přípravy modelu byla zkoušena funkčnost varianty řízení pohybu řadicích vidliček pomocí kontaktu mezi kolíkem a drážkou. Tato varianta by při správném odladění odpovídala realitě, nicméně pro použití v simulaci řadicího mechanismu není vhodná, protože dochází ke špičkám v průběhu rychlosti vidličky, měřené v příčném směru. Příčinou jsou drobné geometrické „nedokonalosti“, které matematický model příslušného kontaktu není schopen odfiltrvat, a tak ve velmi krátkých časových úsecích vznikají skokové změny akcelerace, které neodpovídají realitě. Proto byla provedena oprava CAD modelu a problematická místa byla odstraněna. I přesto však docházelo k vibracím vidličky, které se projevovaly značnými špičkami rychlosti v přímém směru. Bylo ověřeno, že možným řešením by bylo dodání prvku tlumení do kontaktu v kombinaci se zvýšením poddajnosti, nicméně značně narostla výpočetní náročnost, a proto bylo přistoupeno k náhradě kontaktu pohybem bodu po křivce.

Charakteristické křivky řadicího válce byly získány z CAD modelu složením z levé a pravé strany profilu. Kolík, který je v drážce řadicího válce je řízen plochou příslušné drážky z levé i pravé strany (boky drážek). Z těchto ploch jsou extrahovány křivky a po rozbalení promítnuty do roviny. Pro každý krok řadicího válce (pootočení) je určeno, která část a strana křivky je definiční a z nich je potom složen výsledný profil. Detailně je jejich vliv zpracován v Kapitole 5.2.

Toto řešení umožňuje opakovatelné podmínky pro porovnání jednotlivých variant řídicích křivek. Výpočetní náročnost je ve srovnání s použitím funkce Kontakt podstatně nižší. Tento druh vazby mezi kolíkem řadicí vidličky a válcem nerespektuje vůle mezi kolíkem a boky drážek. U skutečné převodovky bylo zjištěno, že je vliv této vůle minimální vzhledem k vůlím v celém mechanismu. V simulaci však vůle způsobuje nereálné špičky ve zrychlení, vibrace a její uvažování by prodloužilo výpočetní čas. Na Obr. 14 je v průběhu rychlosti přesuvníku patrný vliv vibrací kolíku řadicí vidličky v drážce řadicího válce. Další

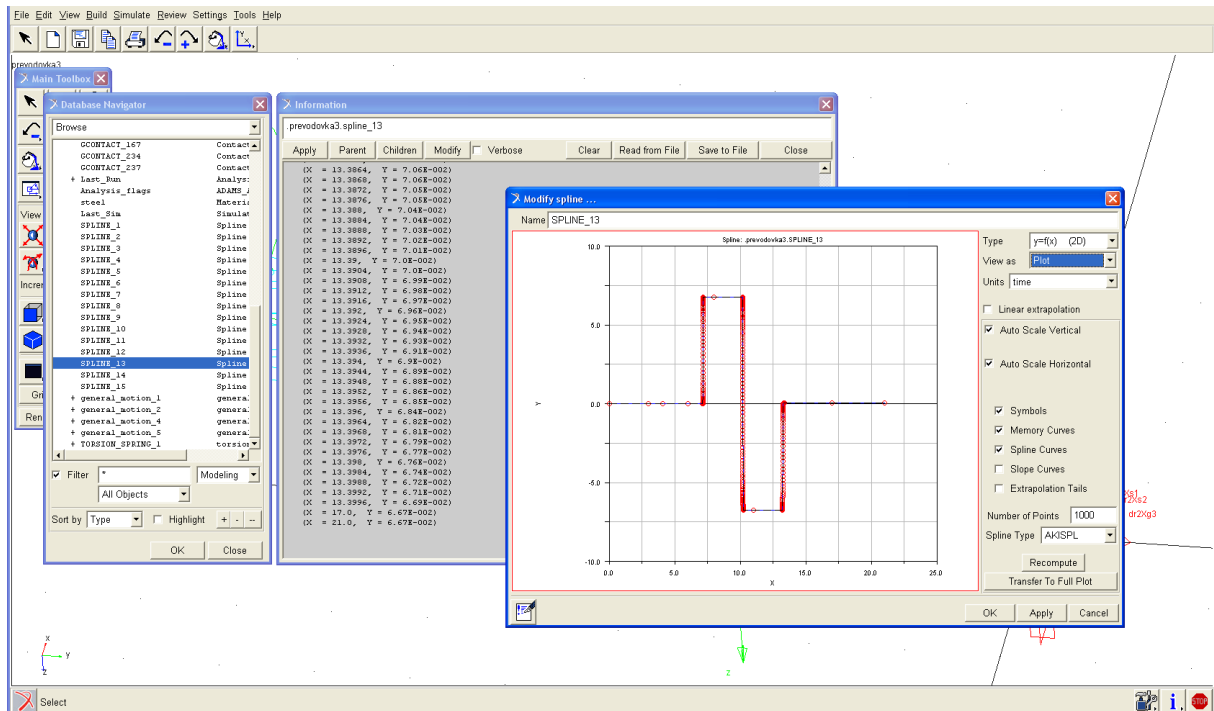
nevýhodou je značné prodloužení výpočetní náročnosti a náročné naladění modelu, které by znemožňovalo analýzu variací těchto křivek.

Kinematické řízení pohybu přesuvníků je využíváno k analýze páru přesuvník-ozubené kolo, kde je velmi efektivním nástrojem k analýze vlivu geometrických změn na průběh řadicího procesu. Pro základní informaci o vlivu geometrických změn na funkci řazení slouží senzor axiální síly v převodovce, který zaznamenává sílu, nutnou pro vytažení/zasunutí přesuvníku do záběru. Ten poskytuje informaci o vlivu změn v řadicím mechanismu z pohledu ovládacích sil.



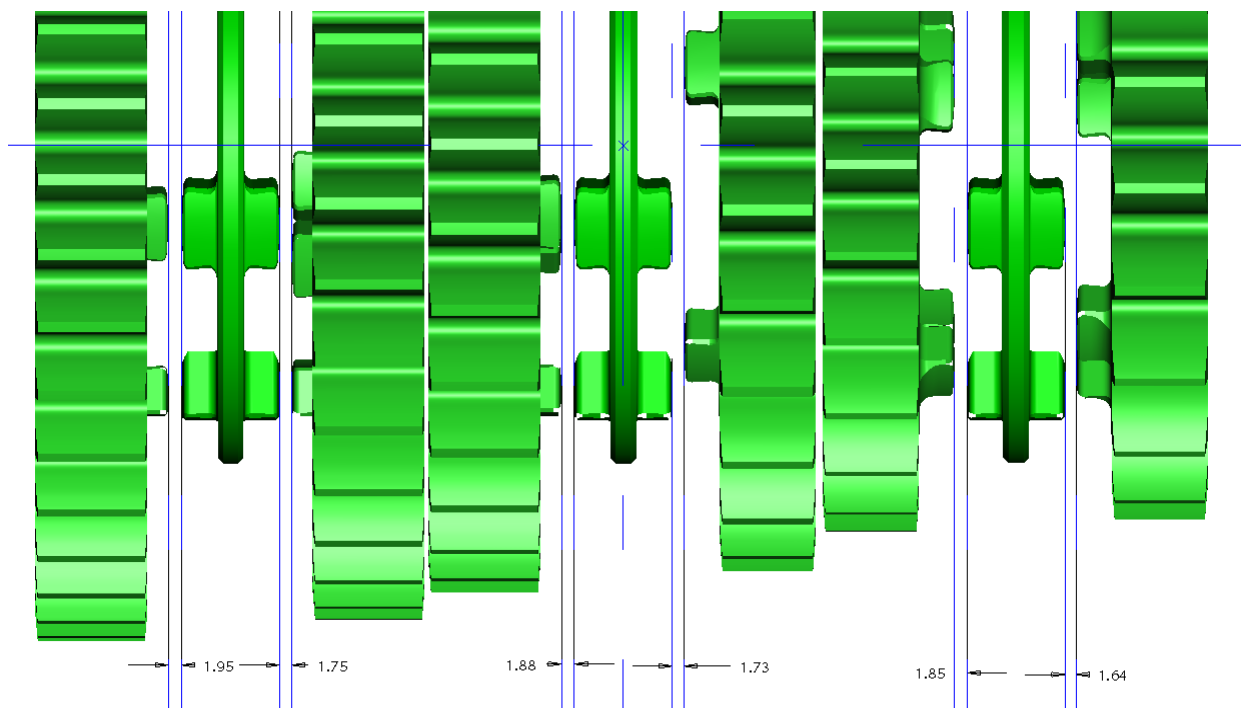
Obr. 14: Průběh rychlosti vidličky v příčném směru, úhlové rychlosti válce a posuvu.

Původní charakteristické křivky řadicího válce byly nahrazeny velkým množstvím definičních bodů. Tyto body byly pak importovány do programu ADAMS a použitím funkce AKISPL jimi byla proložena křivka (viz. Obr. 15). Tím bylo zajištěno tangentské napojení a kontinuita všech částí křivek. Pro snazší editaci byly rozvinuty do roviny.



**Obr. 15:** Definice pohybu přesuvníku pomocí importované křivky a využití funkce AKISPL

Během přípravy numerického modelu byly všechny důležité konstrukční uzly podrobeny jednoduchým kinematickým analýzám (viz Obr. 14, 16). U sestavy kol hnané hřídele (viz Obr. 16) byly zjištěny různé hodnoty vůle mezi přesuvníky a převodovými koly. To se ukázalo jako komplikace při návrhu geometrie drážek řadičívho válce.

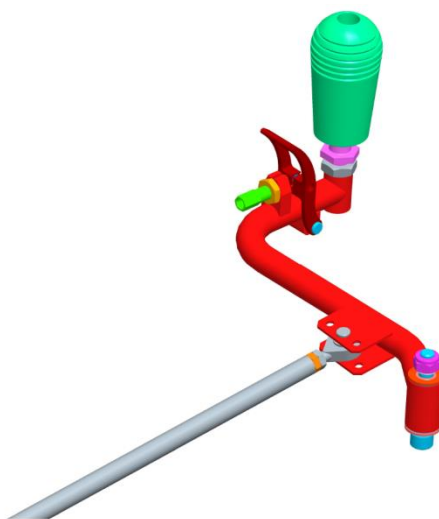


**Obr. 16:** Rozložení jednotlivých převodových kol - boční vůle mezi jednotlivými koly a přesuvníky ovlivňuje dobu přeřazení „volným chodem“ před zasunutím do záběru. Hodnota boční vůle je pro každý převod různá a

komplikuje parametrizování křivek i technologii výroby, a proto je nutné použít pro každý přesuvník zvlášť připravenou křivku.

### 5.2.1 Definice pohybu řadicí páky

Důležitým prvkem řazení sekvenční převodovky s mechanickým ovládním je přepákování, které slouží k převodu pohybu řadicí páky na ovládní hřebene řadicího mechanismu převodovky. Při návrhu přepákování je nutné dodržovat co nejprímější linii a úhel mezi tyčemi a rameny lomených pák by měl být blízký 90°. Řadicí tyč musí být u kinematicky buzeného systému co nejtužší, aby negativně neovlivňovala mechanismus vlastním pružením.



**Obr. 17:** Příklad přepákování ovládní sekvenční převodovky- dvě lomené páky

Jedním ze vstupních parametrů dynamického modelu v programu ADAMS je rychlost řadicí páky. Ta byla v případě laboratorního testu ovládána lineárním aktuátorem, který simuloval rychlost řadicí páky 600 mm/s. Cílem kinematického výpočtu je pomocí znalosti geometrických parametrů přepočítat rychlost lineárního pohybu řadicí páky na rotační pohyb řadicího válce. Důvodem k přepočtu je snížení výpočetní náročnosti a omezení nepřesností, které by mohlo vnést přepákování. Pohyb válce je řízen funkcí, která odpovídá ideálnímu průběhu chodu přepákování.

Pro pákový poměr u řadicí páky platí:

$$\varphi_1 = \varphi_2 \Rightarrow \omega_1 = \omega_2 \Rightarrow \frac{v_1}{r_1} = \frac{v_2}{r_2} \Rightarrow v_2 = \frac{r_2}{r_1} \cdot v_1 \quad (5.1)$$

pro  $v_1 = 600 \text{ mm/s}$  je  $v_2 = 211,8 \text{ mm/s}$

Pro pákový poměr lomené páky na převodovce platí:

$$\omega_2 = \omega_3 \Rightarrow \frac{v_2}{r_{22}} = \frac{v_3}{r_3} \Rightarrow v_3 = \frac{r_3}{r_{22}} \cdot v_2 = 162,6 \text{ mm/s} \quad (5.2)$$

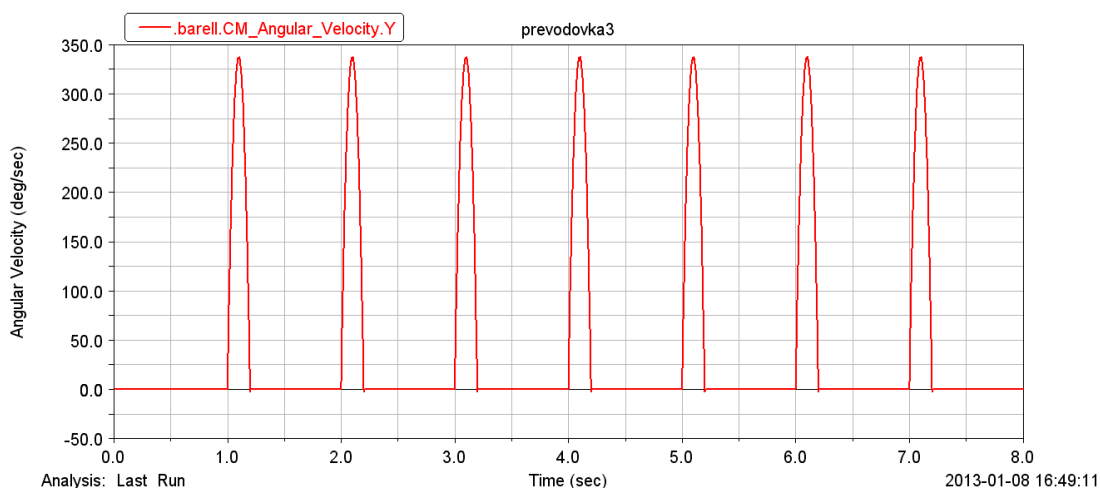
Pro převod na hřebeni aretačního mechanismu pak platí:

$$\omega_4 = \frac{v_3}{r_4} = 13,96 \text{ rad/s} = 133,31 \text{ ot/min} \quad (5.3)$$

Kde:

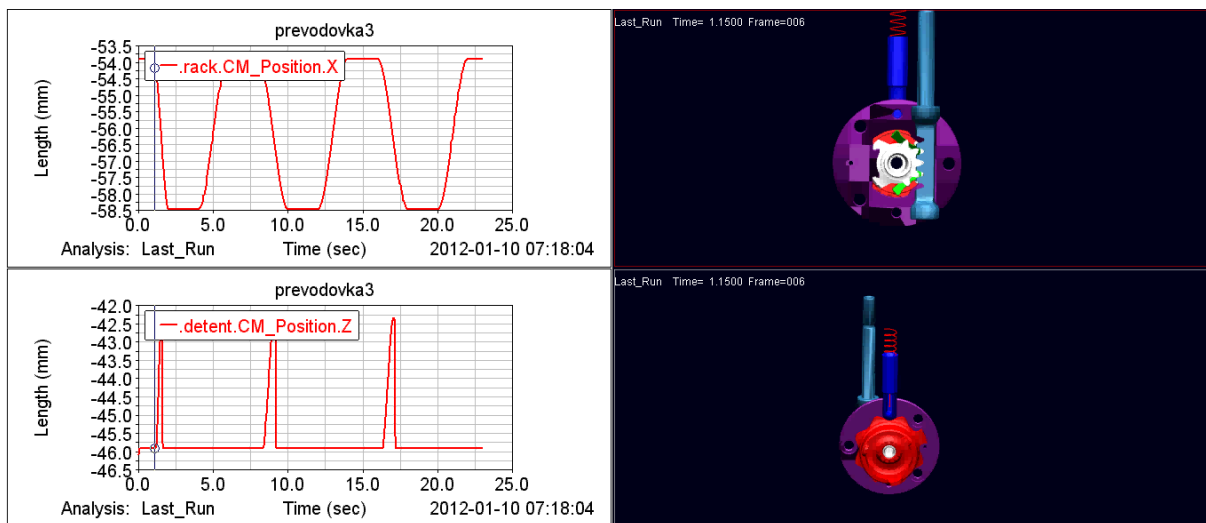
$\varphi_1$ [rad]	- úhlová dráha pohybu hlavy řadicí páky
$\omega_1$ [rad/s]	- úhlová rychlost hlavy řadicí páky
$v_1$ [mm/s]	- lineární rychlost hlavy řadicí páky
$r_1$ [mm]	- délka ramene hlavy řadicí páky
$\varphi_2$ [rad]	- úhlová dráha konce řadicí páky
$\omega_2$ [rad/s]	- úhlová rychlost konce řadicí páky
$v_2$ [mm/s]	- lineární rychlost konce řadicí páky
$r_2$ [mm]	- délka ramene konce řadicí páky
$\varphi_3$ [rad]	- úhlová dráha pohybu táhla páky
$\omega_3$ [rad/s]	- úhlová rychlost táhla páky
$v_3$ [mm/s]	- lineární rychlost táhla řadicí páky
$r_3$ [mm]	- délka ramene táhla řadicí páky
$\varphi_4$ [rad]	- úhlová dráha pohybu ovládacího vahadla
$\omega_4$ [rad/s]	- úhlová rychlost hřebene řadicí páky
$r_4$ [mm]	- délka ramene ovládacího vahadla

Průběh rychlosti pro všechna natočení řadicího válce. Každý vrchol křivky na Obr. 18 odpovídá maximální úhlové rychlosti při pootočení řadicího válce. Rotační pohyb řadicího válce byl řízen pomocí funkce Step. Z datového záznamu úhlové rychlosti válce při řazení reálného auta byly získány hodnoty, podle kterých byl naladěn model. Při znalosti hodnot úhlového zrychlení byly úpravou časového kroku dosaženy podobné hodnoty jako u modelu. Informace o úhlové rychlosti válce byly poté využity u kinematické definice pohybu přesuvníků, aby bylo dosaženo co nejvěrnějšího chování.

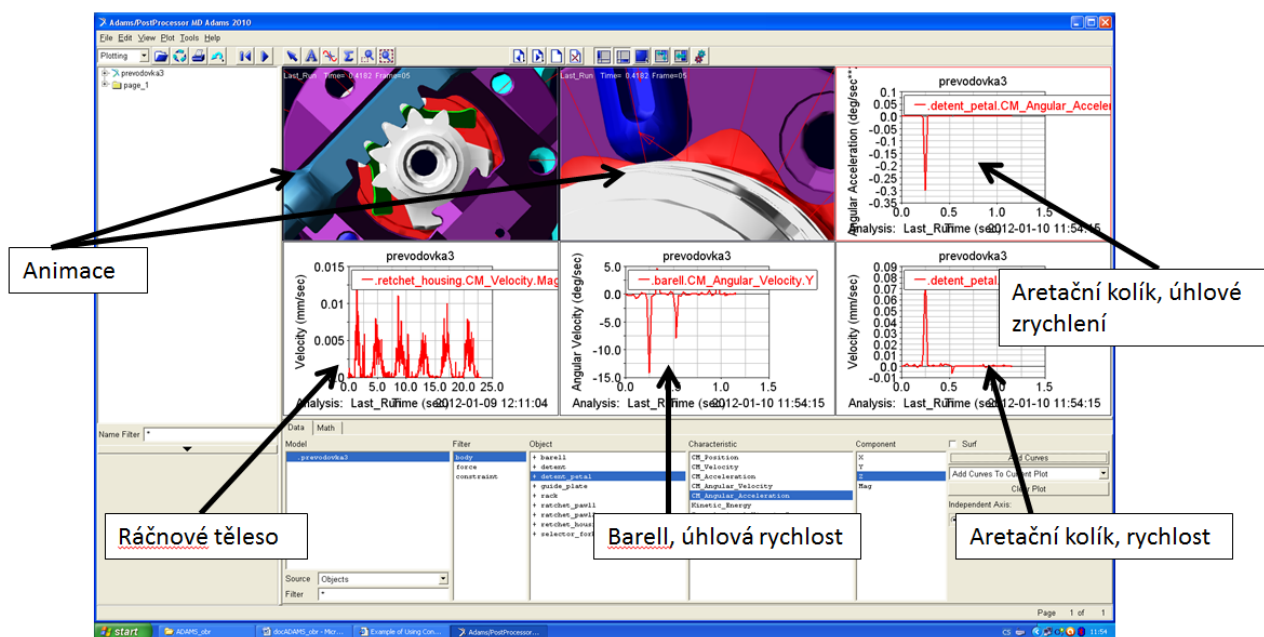


**Obr. 18:** Průběh úhlové rychlosti řadicího válce pro testovací hodnotu 55 ot/min. Sekvence se skládá ze sedmi kroků po 45°. Maximální rychlost, která je dosahována válcem, je výsledkem výpočtu.

Na Obr. 19 jsou jednotlivé kroky a průběh posuvu částí řadičímho mechanismu: hřeben a aretační kolík. Příklad možnosti zobrazení průběhu dalších veličin kinematické analýzy ovládacího mechanismu je na Obr. 20.



Obr. 19: Řadicí a aretační (ráčnový) mechanismus převodovky Xtrac importovaný do programu ADAMS



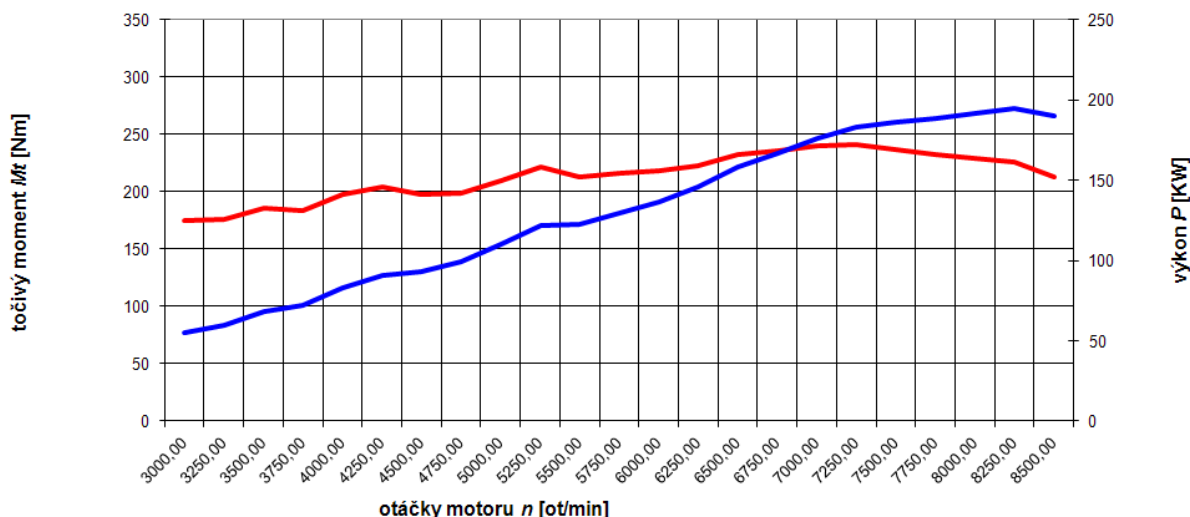
Obr. 20: Analýza ovládacího mechanismu v programu ADAMS. Okno zobrazuje sledované veličiny v podobě, ve které byla simulace využívána ke kinematické analýze.

### 5.3 Simulace motoru - vstupní moment

Vstupním parametrem simulace přesuvníkového spojení je průběh točivého momentu a otáčky, dodávané spalovacím motorem. Program ADAMS/View umožňuje několik možností, jak zadávat točivý moment, který je dodáván spalovacím motorem. Základním popisem motoru je vnější rychlostní charakteristika, která je však pro účely simulace chování při řazení příliš idealizovaná a neodpovídá skutečnému zatěžovacímu stavu. Vnější rychlostní

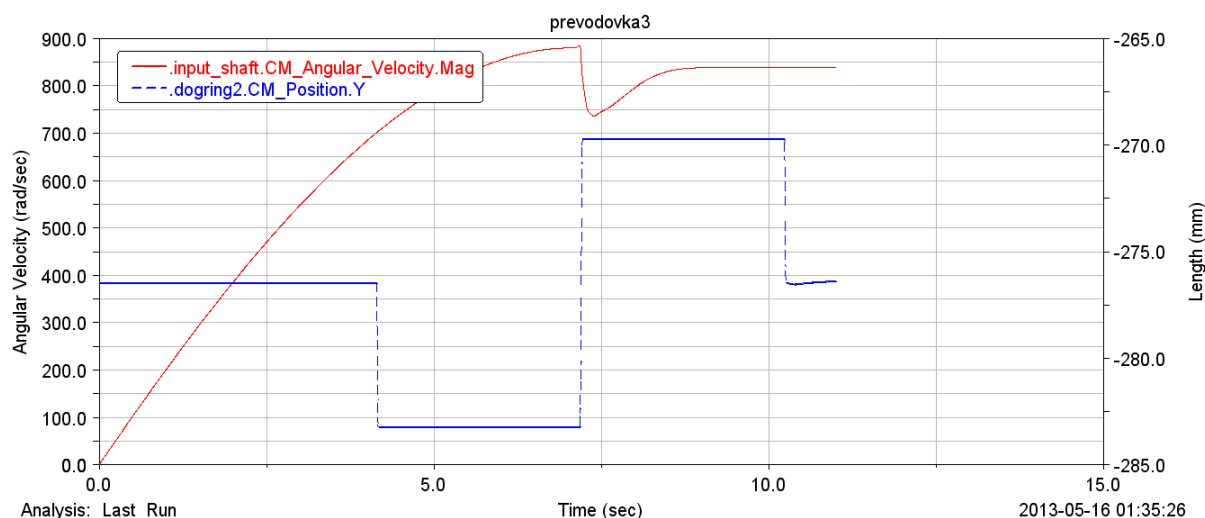
charakteristika (viz Obr. 21) graficky zobrazuje závislosti točivého momentu  $M_t$  [Nm], výkonu  $P$  [kW] na otáčkách klikového hřídele  $n$  [ot./min.]. Přímou mohou být měřeny pouze točivý moment  $M_t$  a měrná spotřeba  $m_{pe}$ . Výkon  $P$  je dopočítáván pro jednotlivé body charakteristiky.

Pro uskutečnění přeřazení je nutné snížit točivý moment motoru, aby mohlo dojít k současné mechanické změně převodu. V simulaci je odstavení reprezentováno křivkou průběhu točivého momentu motoru. Vzhledem k tomu, že na měřicím standu nebylo instalováno zařízení k jeho měření, tak k výpočtu byly použity otáčky motoru a záznam indikovaného tlaku ve spalovacím prostoru.



**Obr. 21:** Rychlostní charakteristika motoru vozu Škoda Fabia S2000, modrá čára zobrazuje maximální výkon, červená čára točivý moment motoru.

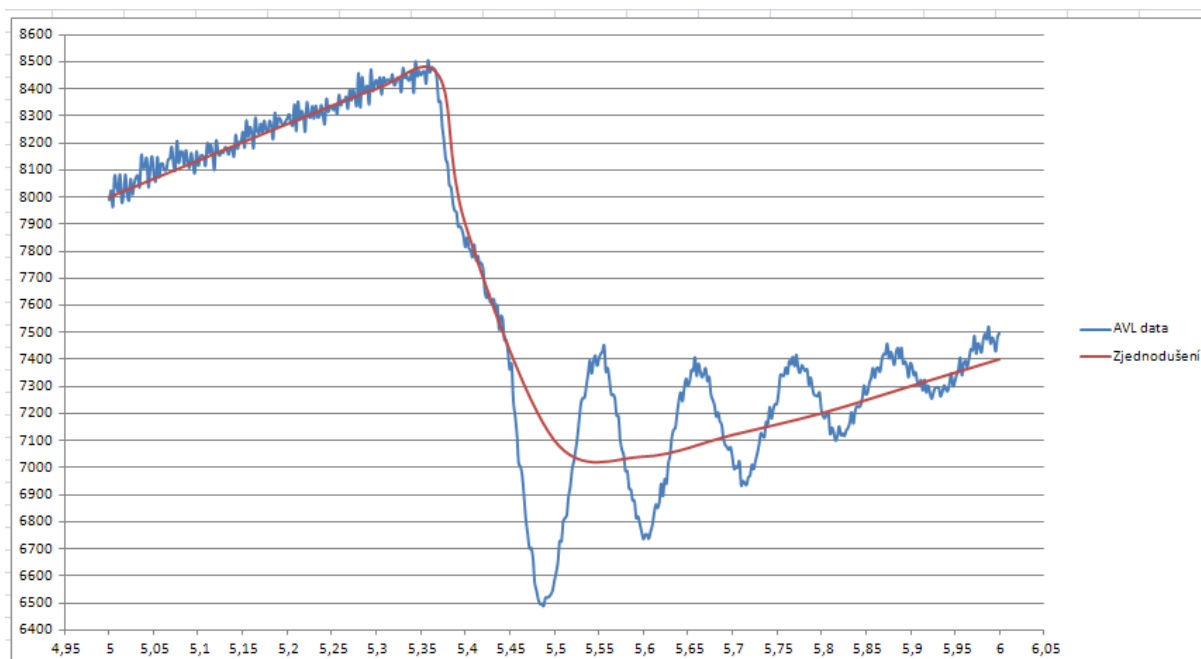
Pro účely simulace bylo nejvhodnější možností import křivky průběhu točivého momentu a otáček přiváděných na hnací hřídel. Toto řešení umožňuje rychlou úpravu a možnost variace průběhů momentu v okamžiku odstavení výkonu motoru při přeřazení. Simulace je tímto kinematicky řízena pomocí otáček motoru. Hnací moment motoru je na velmi krátkou dobu snížen k odlehčení mechanismu a změně převodu. Odstavení motoru a ladění jeho parametrů je detailně popsáno v Kapitole 7. Ve standardní konfiguraci dataloggeru pro tuto simulaci nebyla integrována funkce výpočtu momentu motoru, a proto bylo přistoupeno ke tvorbě typického momentového signálu, který bude používán ve všech simulacích. Ten zajišťuje opakovatelnost okrajových podmínek simulace, která u reálného motoru není možná díky: různému natočení klikové hřídele, různému okamžiku počátku/konce odstavení v závislosti na poloze klikového hřídele a počtu válců, u kterých dojde na začátku signálu k odstavení.



**Obr. 22:** Průběh otáček hnacího hřídele převodovky v okamžiku řazení - červeně, modrá křivka znázorňuje polohu přesuvníku, obě veličiny jsou synchronizovány.

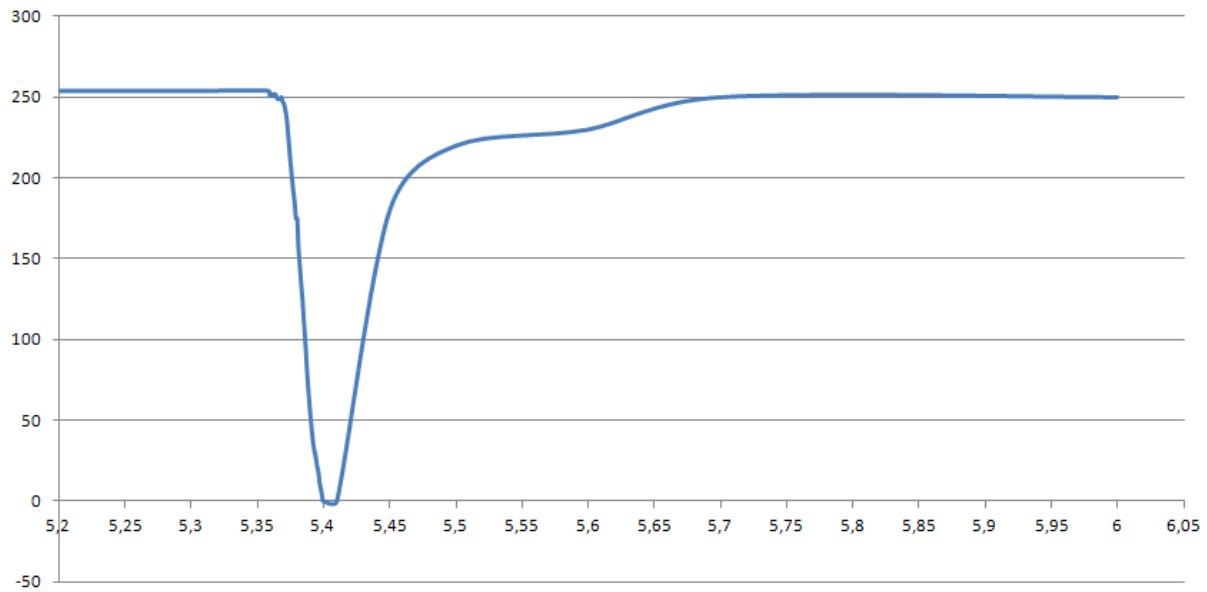
Vytvořený momentový průběh, který byl připraven na základě statistického vyhodnocení velkého množství měřicích cyklů, umožňuje rychlou editaci a import do programu ADAMS. Numerický model přesuvníkového spojení pracuje se základním nastavením odstavení. Změny jeho průběhu a jejich vliv na sledované parametry řazení jsou detailně popsány v Kapitole 7. Popis okamžiku přeřazení z hlediska momentu, vstupujícího do modelu lze shrnout:

- Pro mechanickou změnu převodu je nutné snížit výkon motoru
- Používá se buď vypnutí zapalování nebo odstavení
- Odstavení zapalování je řízeno ECU na proměnnou dobu a návrat na původní hodnotu probíhá po křivce - ramp
- V simulaci této práce je využíván „momentový signál“



**Obr. 23:** Kinematicky řízený model - průběh otáček - naměřená data a zjednodušený otáčkový průběh





**Obr. 24:** Kinematicky řízený model - průběh momentu motoru v okamžiku řazení, oblast oscilací nahrazena střední hodnotou

Průběh momentu motoru v okamžiku přeřazení úzce souvisí s otáčkami motoru. Zjednodušený vztah pro určení točivého momentu motoru je popsán rovnicí (5.4). Jak plyne ze vztahu (5.5), je pro výpočet momentu v okamžiku řazení možné využít otáčky motoru při znalosti rozměrů motoru a indikovaného tlaku, který byl snímán během měření.

$$M_i = \frac{\text{Práce}}{\text{úhlová délka } (\theta)} = \frac{\text{Práce vykonaná na 1 otáčku}}{\text{úhel vykonaný na 1 otáčku}} = \frac{\text{Síla} \times \text{dráha}}{2\pi} \times n \quad (5.4)$$

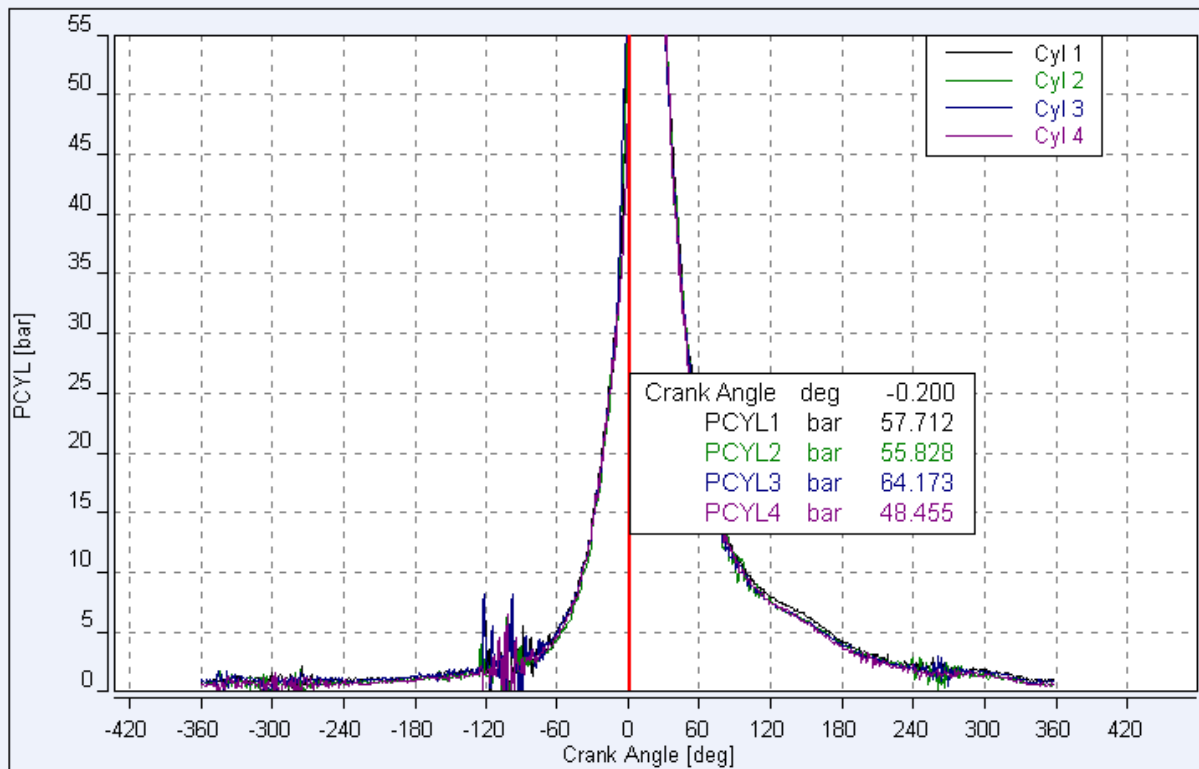
$$M_i = \frac{(imep \times A_c) \times L \times n}{2\pi \times z} = \frac{imep \times V_c}{2\pi \times z} \quad (5.5)$$

Kde:

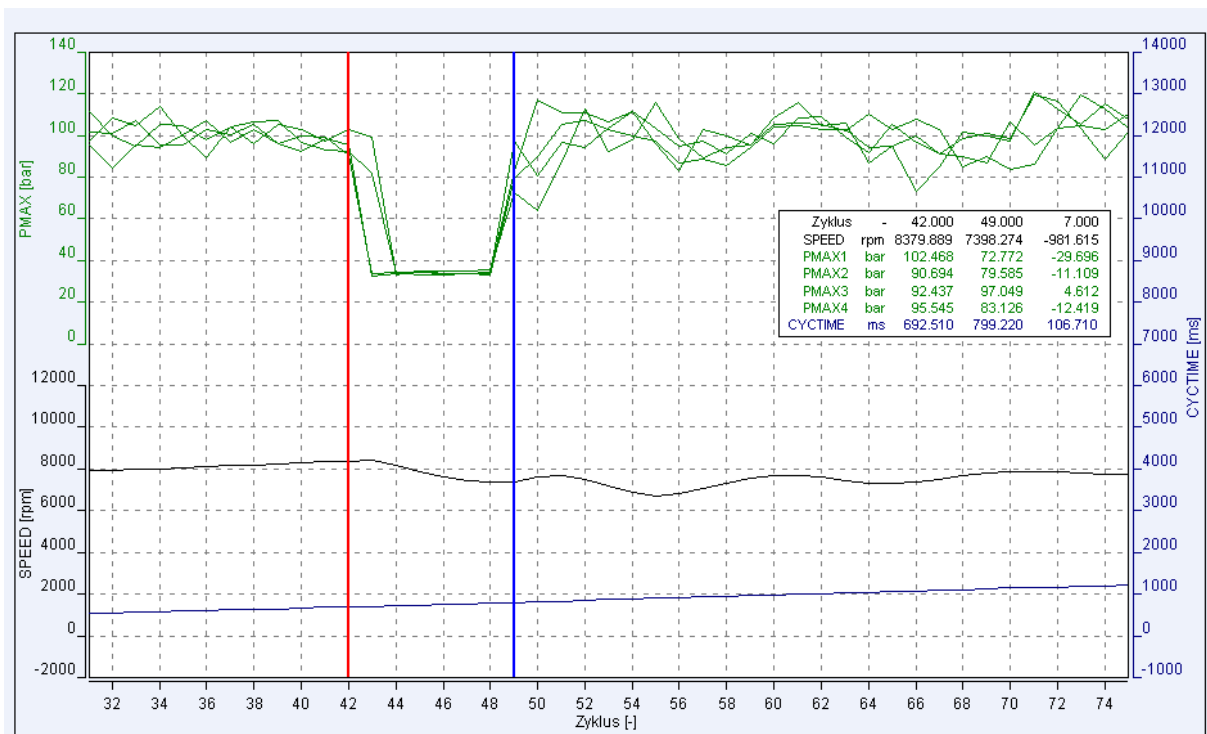
- $M_i$  [N/m] - indikovaný moment motoru
- $imep$  [N/m] - střední indikovaný moment motoru
- $A_c$  [mm<sup>2</sup>] - plocha pístu
- $L$  [mm] - zdvih
- $Z$  - konstanta, 1 (pro 2 taktní motory), 2 (pro 4 taktní motory)
- $n$  - počet válců
- $\theta$  [°] - úhel zalomení klikové hřídele

BMEP - střední indikovaný tlak, počítaný z výkonu na brzdě

IMEP - střední indikovaný tlak, počítaný z průměrného vnitřního tlaku ve válci na cyklus motoru.



Obr. 25: Průběh maximálního indikovaného tlaku v jednotlivých válcih spalovacího motoru



Obr. 26: Průběh indikovaného tlaku v jednotlivých válcih spalovacího motoru. Z průběhu hodnot tlaku jednotlivých válců je patrné, že k odstavení výkonu nedochází u všech válců ve stejný okamžik vzhledem k jejich aktuálnímu pracovním cyklu, a proto je výhodné využít idealizovaný „momentový signál“.

## 5.4 Simulace jízdních odporů - kolové dynamometry

Významnou součástí modelu řazení sekvenční převodovky je simulace jízdních odporů. Na měřicím standu toho bylo dosaženo pomocí kolových dynamometrů. Tyto dynamometry umožňují simulovat vysoce dynamické jevy a jejich výhodou je možnost integrovat model pneumatiky (Pačejka). Pomocí tohoto modelu je přiblíženo chování simulovaných jízdních odporů co nejlépe realitě. Vzhledem k obtížnosti popisu jevu prokluzu zejména na 1. rychlostní stupeň bylo přistoupeno k eliminaci tohoto jevu - soustava kolových dynamometrů neuvažuje prokluz hnaných kol.

Pomocí kolových dynamometrů jsou simulovány jízdní odpory vozidla, které odpovídají jízdě v přímém směru. Výstupní data, naměřená dynamometry - otáčky a točivé momenty byly zaznamenávány a použity v ADAMS simulaci k odladění a validaci modelu. Použitím těchto reálných veličin byl vytvořen cenný nástroj k ověřování vlivu změn geometrie na řadicí proces.

Proti hnačí síle na kolech působí jednotlivé jízdní odpory vozidla - odpor valení, stoupání, vzduchu, setrvačnosti a tahu. V této kapitole uvedené vztahy, které formulují jízdní odpory, byly přejaty z literatury [31].

Měřicí stand AVL umožňuje simulaci jízdních odporů, které jsou vypočítány pomocí numerického modelu. Vstupními parametry pro výpočet jízdních odporů je: hmotnost vozidla, poloha těžiště, parametry jízdní dráhy a pneumatik a součinitel odporu vzduchu. Hnané dynamometry pak simulují jízdu vozidla v přímém směru včetně všech jízdních odporů, popsaných rovnicemi 5.6 – 5.10.

*Odpor valení*  $O_f$  je roven součtu odporů valení jednotlivých kol vozidla. Lze jej vyjádřit jako součinitel radiální reakce  $F_z$  kola a součinitele odporu valení. Platí:

$$O_f = \sum O_{fi} = \sum F_{zi} \cdot f = F_z \cdot f = G \cdot f \quad (5.6)$$

Součinitel odporu valení  $f$  charakterizuje podmínky na styku mezi pneumatikou a vozovkou a je určován experimentálně pro konkrétní případ.

*Odpor stoupání* - tíhová síla se rozkládá do dvou složek. Odpor stoupání působí v těžišti a je totožný se složkou síly, která je rovnoběžná s vozovkou a platí:

$$O_s = G \cdot \sin \varphi \quad (5.7)$$

*Odpor vzduchu* je způsoben aerodynamickými silami, které vznikají prouděním vzduchu kolem automobilu. Ztráty jsou způsobeny tlakovými a třecími složkami odporu. Tyto odpory jsou úměrné dynamickému tlaku  $p_a$ , čelní ploše vozidla  $S$  a a součiniteli odporu vzduchu  $c_x$  zahrnujícímu vliv tvarových a třecích ztrát.

Platí:

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot S_x \cdot c_x \cdot \rho_{vzd} \cdot v^2 \quad (5.8)$$

*Součinitel odporu vzduchu*  $c_x$  je bezrozměrná veličina, která charakterizuje obtékání vozidla v jeho podélném směru. Závisí zejména na tvaru vozidla a aerodynamickém řešení jeho jednotlivých prvků. Jeho stanovení je možné pouze experimentálně v aerodynamickém tunelu. Součinitel odporu vzduchu ale není jediným aerodynamickým parametrem. Proudění vyvolává i další síly, z nichž nejdůležitější složky jsou vztaková v místě přední a zadní nápravy a síla boční. Tyto složky významně ovlivňují ovladatelnost vozu a mají velký význam u závodních vozů. Pomocí přidavných ploch - tzv. spoilerů je možné dosáhnout změny vztlaku. Pro žádoucí vznik tlakové síly je nutné dosáhnout toho, aby proudnice obtékající vrchní část karoserie měly vyšší střední rychlost než proudnice pod vozidlem. Další možností ovlivnění vztlaku vozidla je jeho poloha vůči vozovce. Je vhodné, aby přední část byla níže a tím nedocházelo k nadlehčování vztlakem pod vozidlem. Při navrhování úprav karoserie závodního speciálu S2000 je nutné zachovat základní rozměry i tvar karoserie, takže prostor pro přidavné aerodynamické prvky je ztížen. V technických pravidlech pro příslušnou třídu je přesně specifikován možný tvar a další parametry těchto aerodynamických prvků.

*Odpor setrvačnosti* je síla, která působí proti směru zrychlení vozidla. Zahrnuje odpor setrvačnosti posuvných hmot  $O_{ap}$  a odpor setrvačnosti rotujících hmot  $O_{ar}$  a platí:

$$O_a = O_{ap} + O_{ar} \quad (5.9)$$

Pro odpor setrvačnosti, kladený posuvnými hmotami platí:

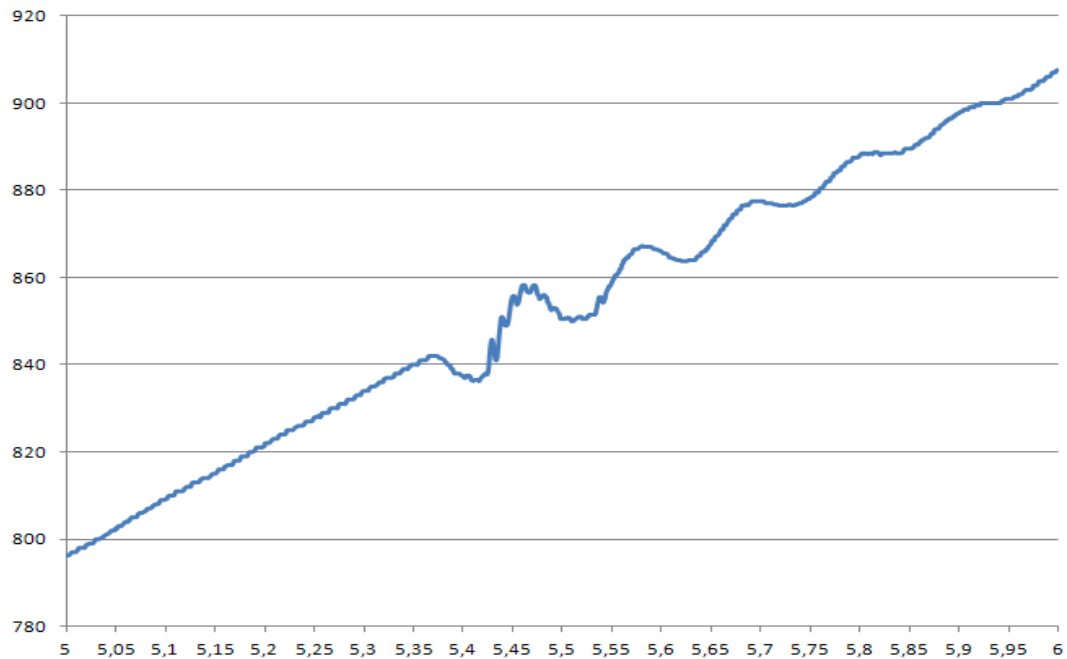
$$O_{ap} = m \cdot a \quad (5.10)$$

Kde:

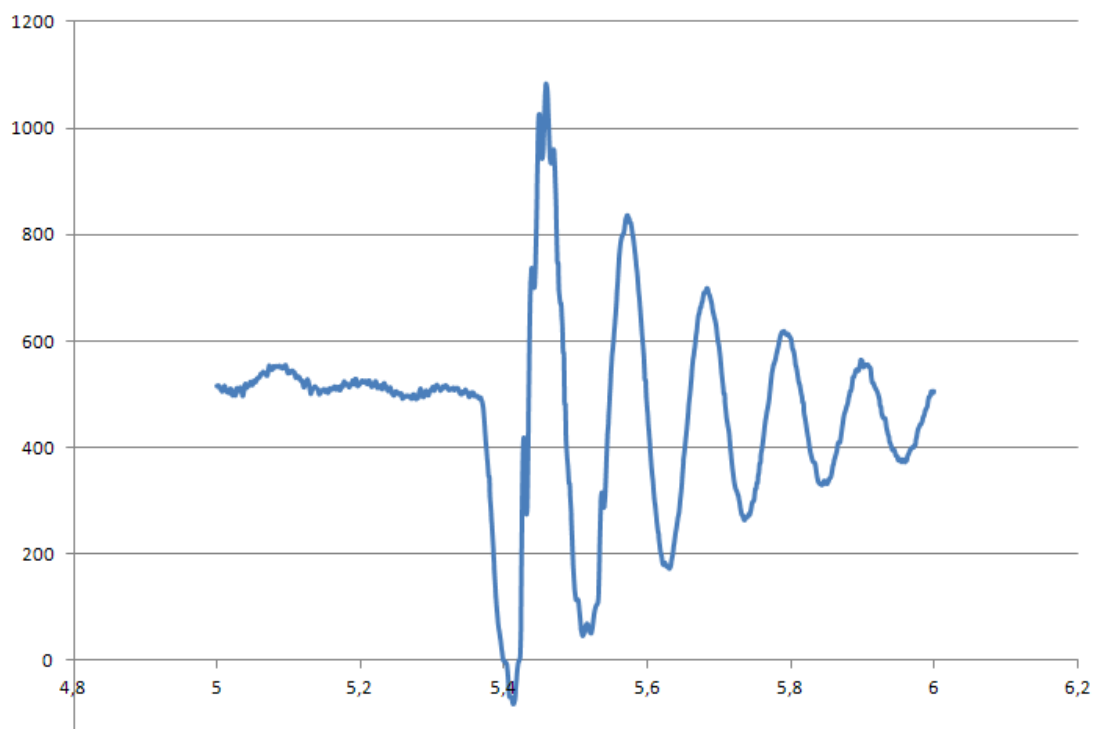
$a$ [m/s <sup>2</sup> ]	- podélné zrychlení automobilu
$c_x$ [-]	- (čelní) součinitel odporu vzduchu
$f$ [-]	- součinitel odporu valení
$g$ [m/s <sup>2</sup> ]	- gravitační zrychlení
$G$ [N]	- tíhová síla vozidla
$m$ [kg]	- celková hmotnost automobilu
$O_f$ [N]	- odpor valení
$O_s$ [N]	- odpor stoupání
$O_v$ [N]	- odpor vzduchu
$O_a$ [N]	- odpor setrvačnosti
$O_{ap}$ [N]	- odpor setrvačnosti posuvných hmot
$O_{ar}$ [N]	- odpor setrvačnosti rotujících hmot
$\rho_{vzd}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	- hustota vzduchu
$S_x$ [m <sup>2</sup> ]	- plocha průřezu čelní plochy automobilu
$v$ [m/s]	- rychlost pohybu vozidla

Výstupem měření hnacího ústrojí pomocí kolových dynamometrů byl momentový a otáčkový průběh na kolech. Průběh těchto dvou veličin nám dává přesnou informaci o výkonu přenášeném na kola. Simulace jízdních odporů pro akceleraci vozidla při přímé jízdě je umožněna díky modelu jízdních odporů integrovaného do hnacích dynamometrů. Jediným idealizovaným prvkem tak je pneumatika, jejíž torzní poddajnost není uvažována.

K validaci mého modelu byl použit průběh výstupních otáček a momentu. Cílem bylo co nejvíce se přiblížit naměřeným hodnotám. Bylo připraveno několik variant klíčových parametrů. Porovnáním výstupních hodnot s výstupem z kolových dynamometrů bylo ověřeno správné naladění modelu a nastavení parametrů.



**Obr. 27:** Průběh výstupních otáček měřených dynamometry - oscilace

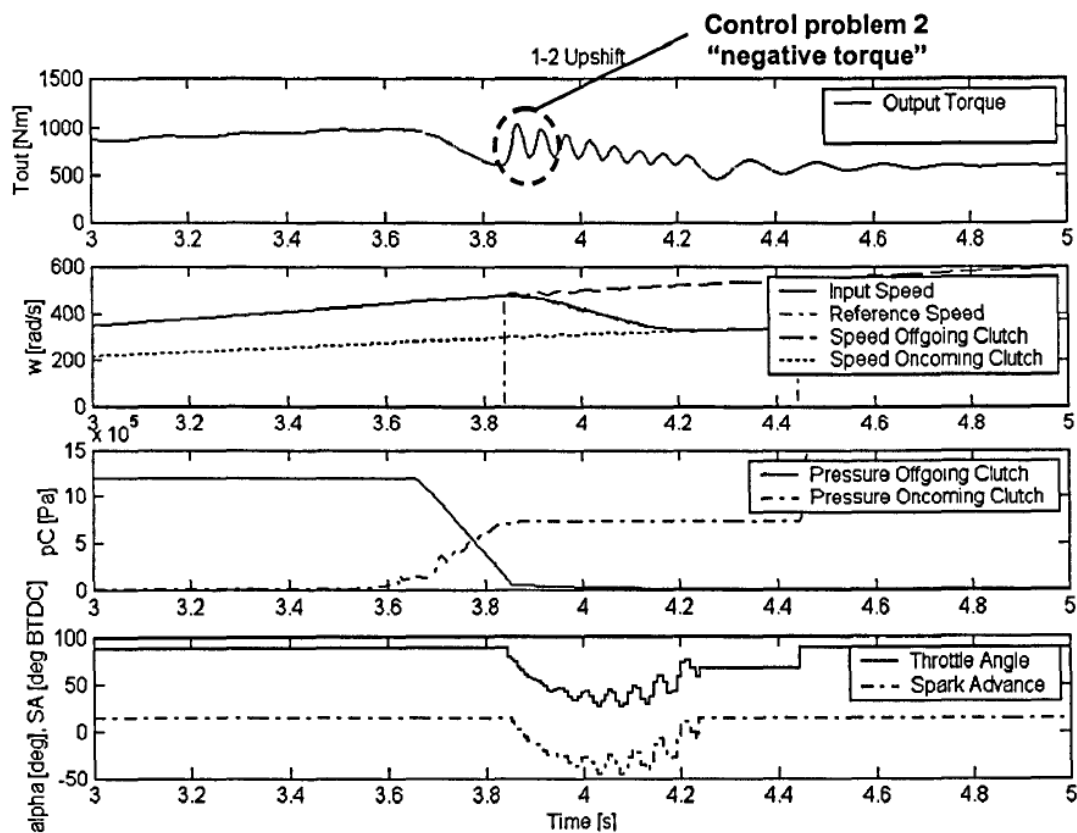


**Obr. 28:** Průběh výstupního momentu hnacího ústrojí měřeného dynamometry na kolech

V průběhu validace modelu byla věnována pozornost zejména sladění tvaru křivky výstupního momentu před jeho absolutní hodnotou. Porovnání křivky výstupního momentu je

významné z hlediska správného posunu amplitud. To je prvek, který dává informaci o celkové torzní poddajnosti a tlumení soustavy, která může být v programu ADAMS snadno laděna, tudíž klíčovým parametrem k rozhodnutí o úspěšném naladění modelu je správný a s měřením co nejpodobnější fázový posun proti momentu vstupnímu.

K posouzení vlivu řazení na hnací ústrojí je obvykle sledován buď průběh zrychlení vozidla nebo (pokud je třeba vyhodnotit vliv na jízdní vlastnosti vozidla), tak i průběh hnacího momentu na kolech, příp. dynamometrech. Příklad vlivu průběhu přerazení na sledované parametry je znázorněn na Obr. 29. V literatuře [29] je detailně popsán vliv přerazení na sledované parametry. Z pohledu posouzení vlivu je důležitá část křivky, zobrazující oscilace a jejich následné utlumení v soustavě. Průběh oscilací soustavy je u numerického modelu laděn prostřednictvím prvku torzní poddajnosti.



Obr. 29: Průběh zrychlení vozidla v okamžiku přerazení, podle [29]

Hlavním cílem modelu je popsat vliv a význam změny geometrických parametrů na okamžik přerazení s důrazem na zkrácení řadičích časů. Proto byl k těmto účelům připraven zjednodušený model, do jehož výstupní části byla zadána data přímo z hnaných dynamometrů. Tím bylo možné zkoumat řadičí sílu a vyhodnocovat změny v chování modelu z pohledu veličin, které vstupují do soustavy. Toto řešení umožnilo tvorbu nástroje k efektivnímu vyhodnocování vlivu jednotlivých parametrů řazení s cílem zkrátit řadičí čas.

## 5.5 Nastavení kinematických vazeb těles

Importovaný model v programu ADAMS obsahuje všechny díly sestavy převodovky kromě periferií a ovládacího mechanismu, který je analyzován odděleně. Periferie

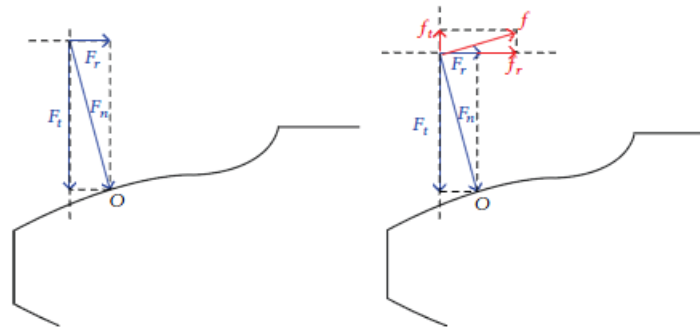
převodovky a hnacího ústrojí byly redukovány při znalosti jejich hmotnosti, momentu setrvačnosti a příslušného převodového poměru. Příklad grafického znázornění topologie modelu (hnaný hřídel, přesuvník, převodové kolo 2. rychlostního stupně a kinematické vazby) – viz PŘÍLOHA č. 4

Numerický model se skládá z následujících prvků:

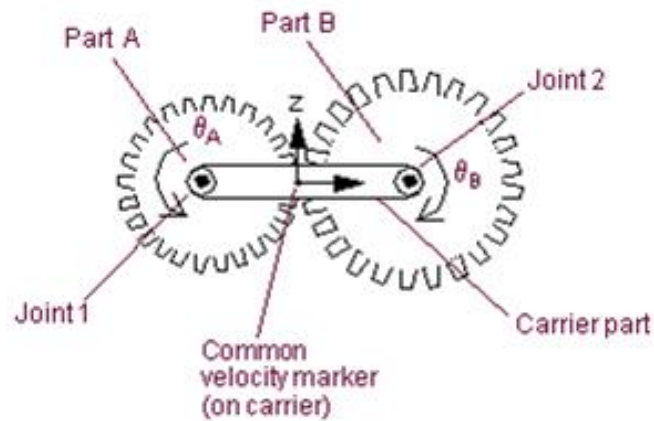
- Převodová kola 1.- 6. převodového stupně (Gearwheel 1- 6)
- Přesuvníky (Dogring 1- 3)
- Hnaný hřídel (Main shaft)
- Hnací hřídel (Input shaft)
- Redukovaná hmota (Transmise)

### 5.5.1 Nastavení parametrů vazeb a fyzikálních vlastností modelu

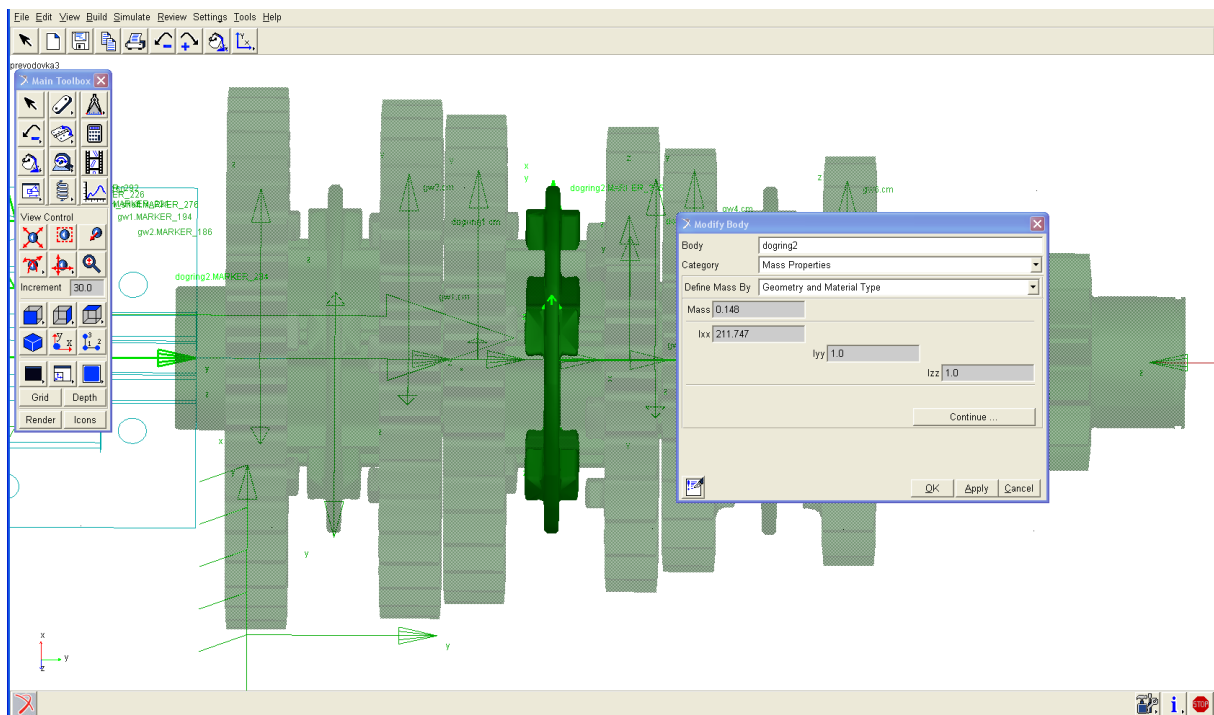
Program ADAMS umožňuje řadu úrovní idealizace kinematických dvojic. V případě převodu mezi jednotlivými ozubenými koly by bylo nejlepší řešit tuto oblast jako precizně nastavený kontakt. K tomu by ale byly nutné přesné a experimenty podložené vlastnosti materiálů. Značnou nevýhodu takového řešení by představovalo zkreslení výpočtu kvůli drobným geometrickým deformacím, vzniklým při převodu CAD modelů do ADAMS. Tato oblast sestavy převodovky ale není k analýze řazení převodových stupňů důležitá, a proto bylo využito funkce Gear. Tato funkce je definována dvěma (rotačními) vazbami, vektorem rychlosti a vzdáleností os, pomocí které je definován převodový poměr. Takto vzniklá kinematická dvojice je pak spojena s pevným tělesem - rámem. Převod tvarovými prvky je tedy idealizován - není uvažováno tření a deformace mezi zuby.



**Obr. 30:** Silové poměry na zubu s třením a bez uvažování tření

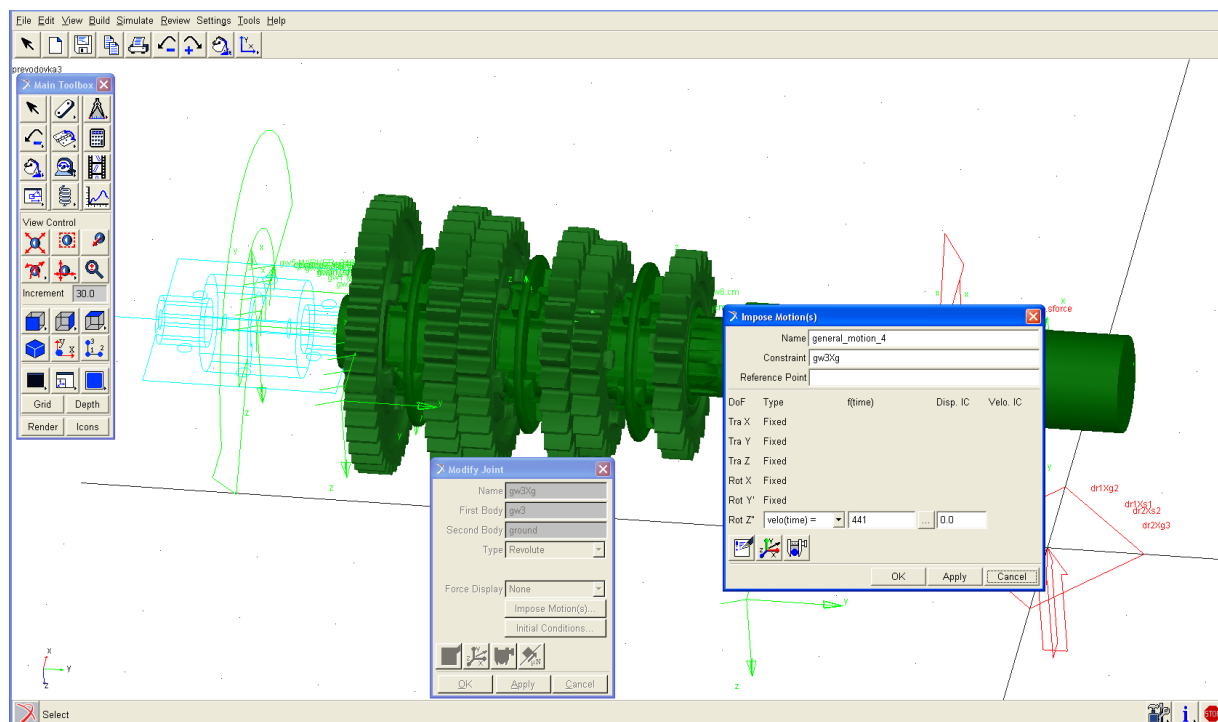


**Obr. 31:** Kinematická vazba Gear spojuje dvě rotační vazby. Je nutné zadat směr rotace a převodový poměr. Jako vazba „Joint1“ a „Joint2“ mohou být použity různé kinematické vazby. Do těchto vazeb je pak možno zadávat tření, případně simulovat deformaci převodových kol.



**Obr. 32:** Definice hmotnosti a momentů setrvačnosti. U každého dílu sestavy zvlášť je zadávána jeho hmotnost a moment setrvačnosti k jednotlivým osám. Tyto hodnoty byly vypočítány v CAD CATIA V5 a importovány do ADAMSu



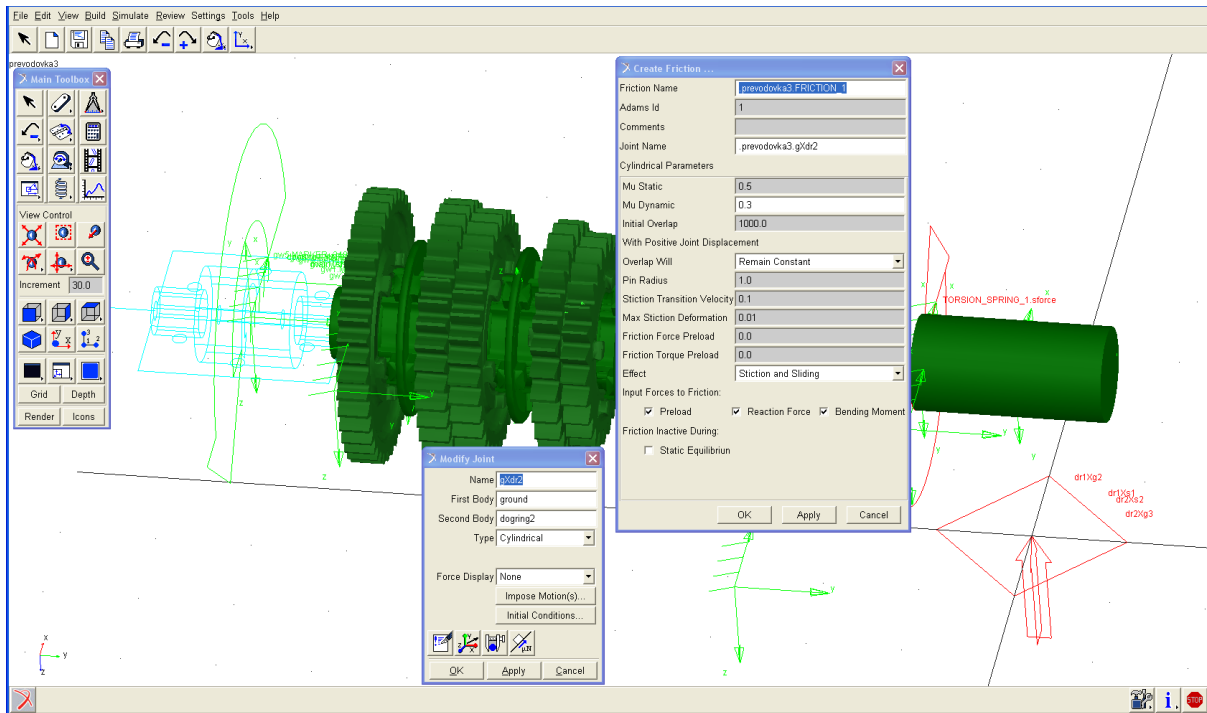


**Obr. 33:** Definice úhlové rychlosti pro příslušné převodové kolo byla využívána pro přesnou kontrolu jednotlivých dílů sestavy převodovky. Úhlová rychlost je jedním z parametrů, který může být zadáván jako konstantní hodnota nebo být řízena funkcí, případně importována ve formě tabulky.

### 5.5.2 Nastavení tření ve vazbách a kontaktech

Simulace využívá poměrně jednoduchý model tření, který je integrován do řešiče ADAMS/Solver. Hlavním parametrem, který slouží k určení druhu vazby, je smyková rychlost. Jsou rozlišeny tři druhy tření v kinematických vazbách. Průběh vyhodnocení třecí rychlosti a přiřazení vhodného způsobu výpočtu třecí síly je detailně popsán v kapitole (6.4.1). Konkrétní hodnoty koeficientu tření pro jednotlivé materiály – viz tabulka koeficientů tření v PŘÍLOZE č. 3

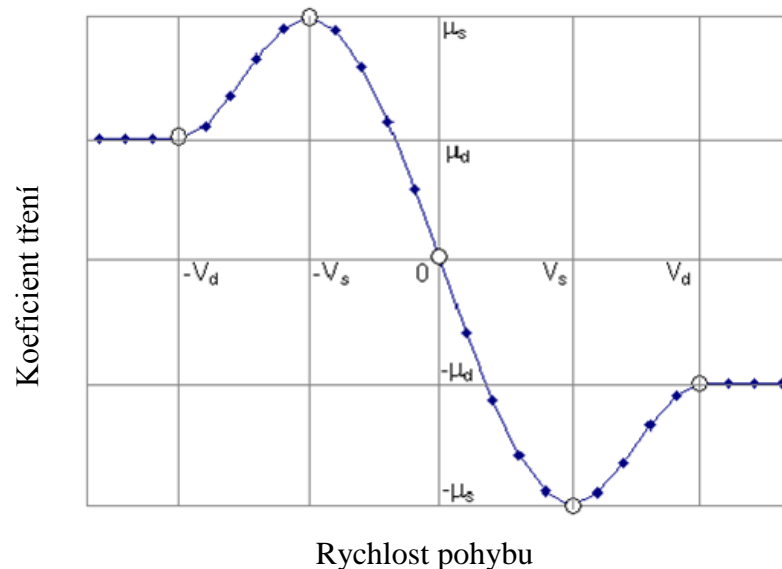
Pro konkrétní vazbu byl použit vhodný model tření na základě rychlosti. Tření je možné uvažovat v každé vazbě a kontaktu, nicméně značně zvyšuje výpočetní náročnost, a proto bylo uvažováno jen v místech, kde jeho vliv významně ovlivňuje chování modelu. Jak plyne z [22] pro převodové mechanismy se používá hodnot statického a dynamického koeficientu v základním nastavení 0,16 - 0,23. Shrnutí vlivu druhu oleje, tloušťky olejového filmu a druhu mazání na účinnost převodového mechanismu je obsahem práce [30].



**Obr. 34:** Příklad definice tření u kinematické vazby- statický, dynamický koeficient tření, přechodová rychlost, geometrické parametry - rozměry vazby.

### 5.5.3 Simulace tření v programu ADAMS

Řešič ADAMS/Solver využívá relativně jednoduchý model tření, který je řízen rychlostí v kinematické vazbě.



**Obr. 35:** Koeficient tření v závislosti na rychlosti, převzato z dokumentace [35]

$$\mu(-v_s) = \mu_s$$

$$\mu(v_s) = -\mu_s$$

$$\mu(0) = 0$$

$$\mu(-v_d) = \mu_d$$

$$\mu(v_d) = -\mu_d$$

$$\mu(v) = -\text{sign}(v) \cdot \mu_d \text{ pro } |v| > v_d$$

$$\mu(v) = -\text{step}(|v|, v_d, \mu_d, v_s, \mu_s) \cdot \text{sign}(v) \text{ pro } v_s \leq |v| \leq v_d$$

$$\mu(v) = \text{step}(v, -v_s, \mu_s, v_s, -\mu_s) \text{ pro } -v_s < v < v_s,$$

Kde:

$v$ [mm/s]	- rychlost v místě kontaktu
$v_s$ [mm/s]	- přechodová rychlost statického koeficientu tření
$v_d$ [mm/s]	- přechodová rychlost dynamického koeficientu tření
$\mu_s$ [-]	- statický koeficient tření
$\mu_d$ [-]	- dynamický koeficient tření

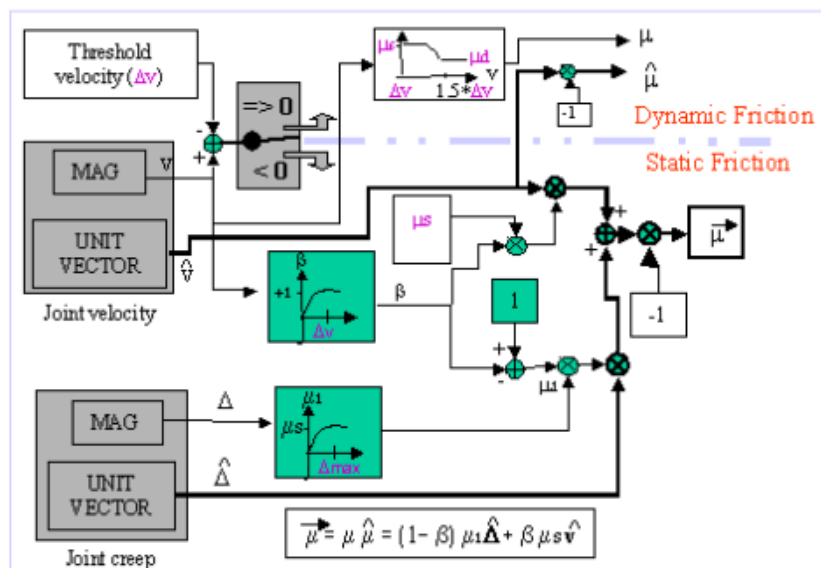
#### 5.5.4 Určení druhu tření v kinematických vazbách

V programu ADAMS jsou rozlišeny tři druhy tření v kinematických vazbách. Podle rychlosti ve vazbě je vypočítávána příslušná třecí síla. Průběh vyhodnocení třecí rychlosti a přiřazení vhodného způsobu výpočtu třecí síly je popsán na Obr. 35 – 36.

*Dynamické tření:* kinematická vazba je v modelu dynamického tření, pokud rychlost přesáhne kritickou hodnotu statického tření. Dynamický koeficient tření je pak využit k výpočtu třecích sil.

*Přechodové tření:* je-li rychlost kinematické vazby mezi 1 - 1,5 násobkem statické přechodové rychlosti, tak je vazba počítána jako přechod mezi statickou a dynamickou. Step funkce řídí koeficient tření mezi dynamickým a statickým modelem.

*Statické tření:* vazba je v režimu statického tření, když rychlost poklesne pod kritickou hodnotu statické přechodové rychlosti. Třecí síly ve vazbě jsou vypočítány s využitím koeficientu statického tření.



Obr. 36: Blokový diagram režimů tření v řešiče ADAMS/Solver, převzato z dokumentace [35]

## 5.6 Nastavení poddajnosti prvků numerického modelu

Na základě informací z odborné literatury a vzhledem k požadavku na stabilní chování modelu bylo uvažováno uložení hřídelů, ozubených kol a přesuvníků a to jak v rotačních, tak i v posuvných vazbách, jako tuhé. Značná pozornost byla věnována nastavení kontaktu, který má zásadní vliv na chování modelu. V Kapitole 5.7 je detailně popsán model kontaktu Impact, který je používán v programu ADAMS. Součástí popisu je i přehled jednotlivých parametrů a možnosti jejich nastavení.

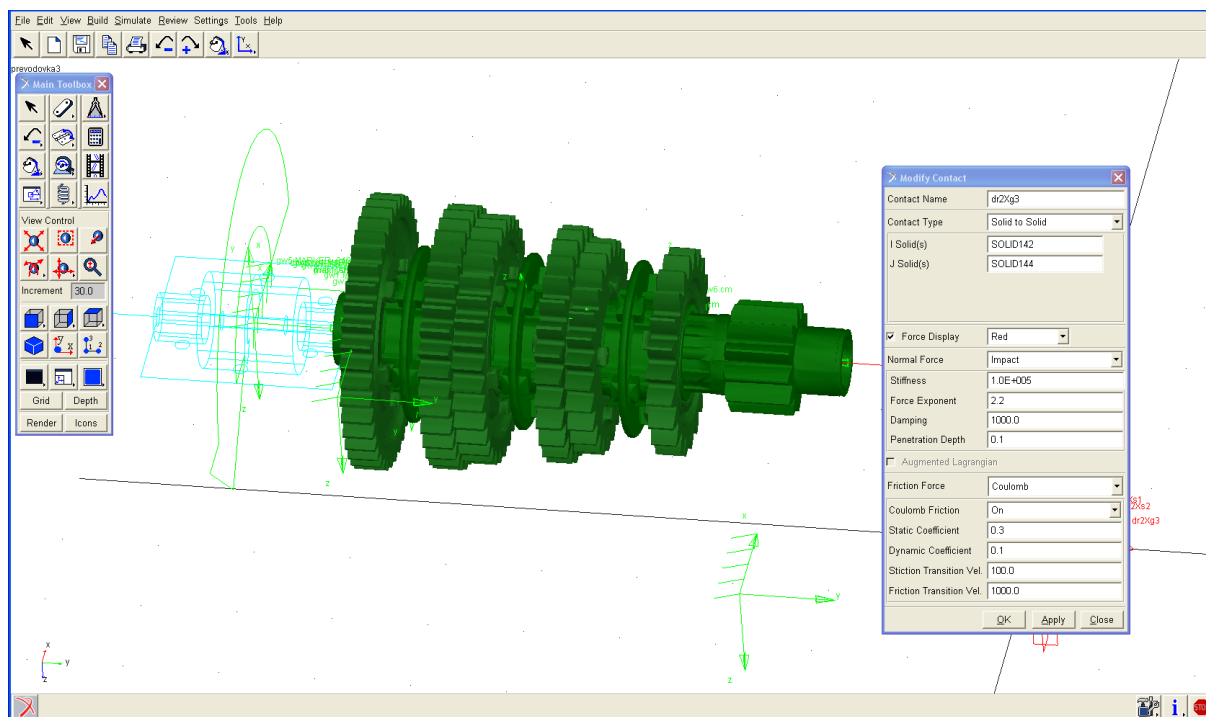
Klíčovými parametry funkce Kontakt, který je použit k definování vzájemné vazby simulace přesuvníkového spojení u následujících dílů:

- Přesuvník- hnaný hřídel
- Přesuvník- převodové kolo

*Damping* - popisuje tlumicí vlastnosti materiálů v kontaktu

*Penetration Depth* - popisuje dovolený průnik těles v kontaktu

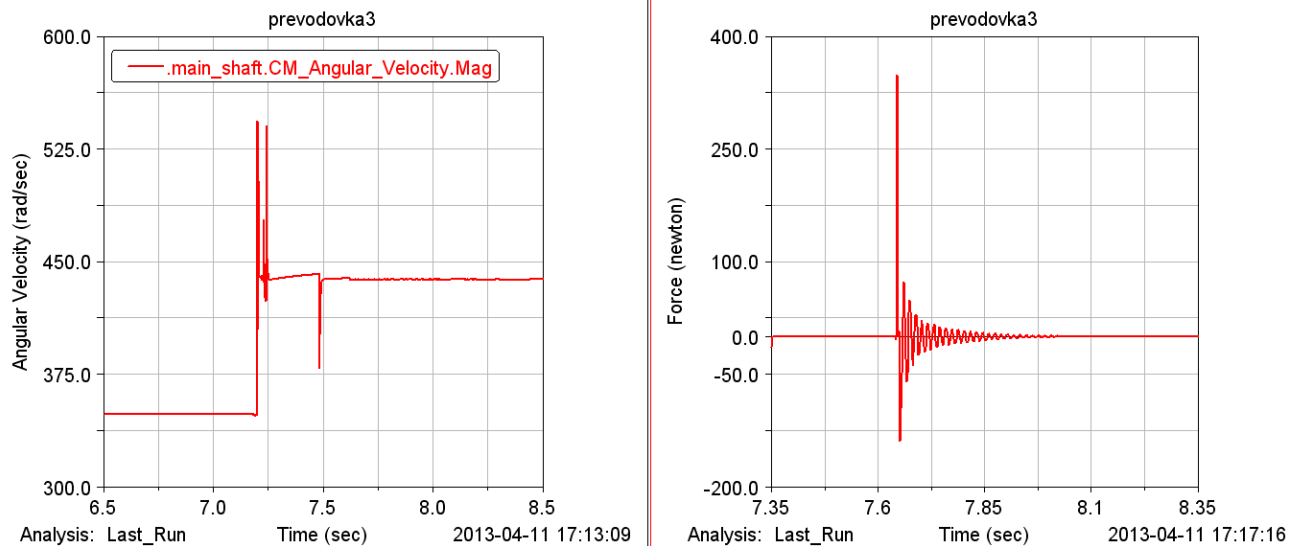
*Stiffness* - tuhost materiálu



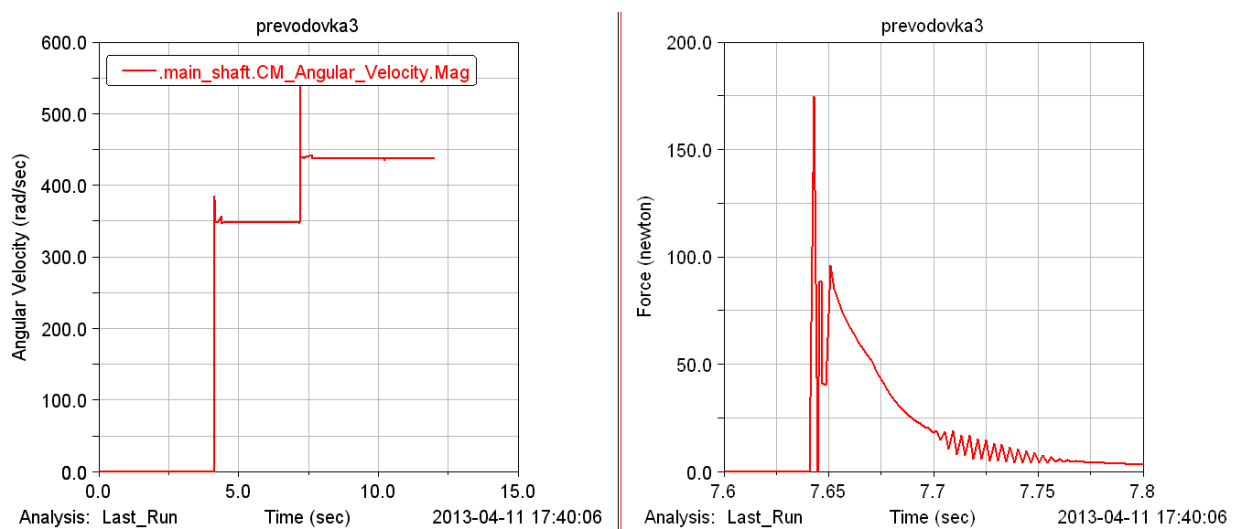
**Obr. 37:** Příklad definice kontaktu dvou těles, tuhost, tlumení a hloubka průniku obou těles.

V numerické simulaci byla zkoušena citlivost soustavy na koeficient tření a parametr Damping (tlumení). Tření bylo uvažováno ve všech kinematických vazbách a kontaktech. Obr. 38 – 39 zobrazují různé varianty nastavení těchto parametrů jen v oblasti přesuvníkového spojení. V průběhu ladění numerické simulace byl zkoumán vliv různého nastavení parametru Damping a koeficientů tření na průběh otáček a axiální síla na přesuvník při řazení. U přesuvníkového spojení skutečné převodovky souvisí parametr Damping převážně s materiálovými vlastnostmi těles, která jsou v kontaktu. Koeficient tření pak záleží na vlastnostech povrchu, parametrech mazacího oleje a teplotě. Teplota oleje se při provozu automobilu mění, nicméně při nastavení numerického modelu byla uvažována konstantní hodnota 100°C.

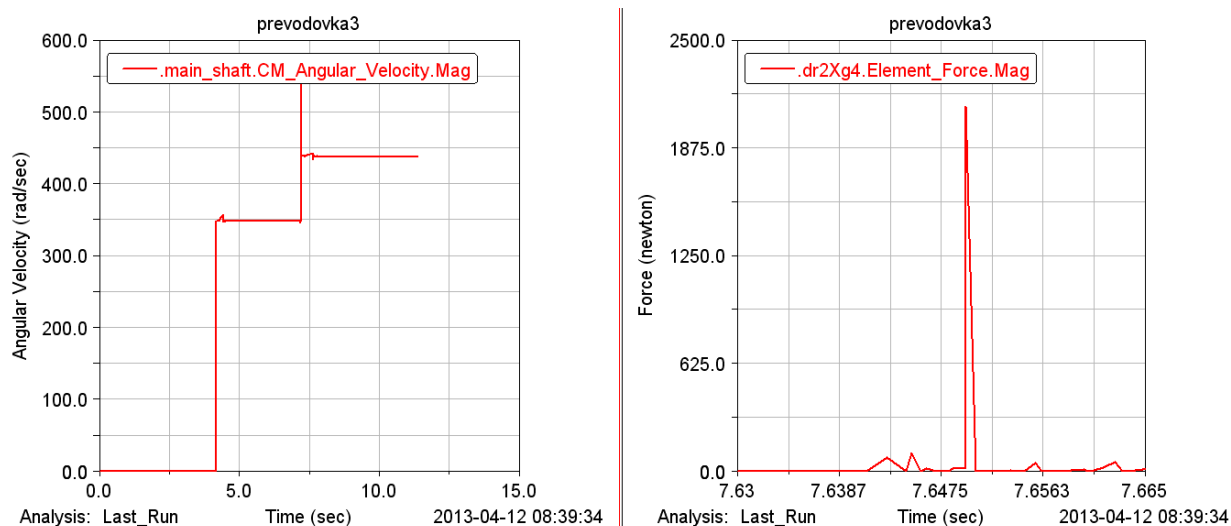
Proto byl věnován zvláštní důraz na zjištění citlivosti na koeficient tření a nastavení parametrů kontaktu (tuhost a tlumení). Do simulace byly dodány hodnoty, které jsou v podobných aplikacích běžně používané. K základnímu nastavení jsou obvykle použity hodnoty, které se příliš neliší od tabulkových.



**Obr. 38:** Oscilace otáček v okamžiku přeřazení, parametry byly nastaveny: Damping 1000, friction 0,3 a 0,1. Na obrázku vpravo je průběh axiální síly na přesuvníku. Maximální hodnota síly na přesuvníku odpovídá cca 330 N.

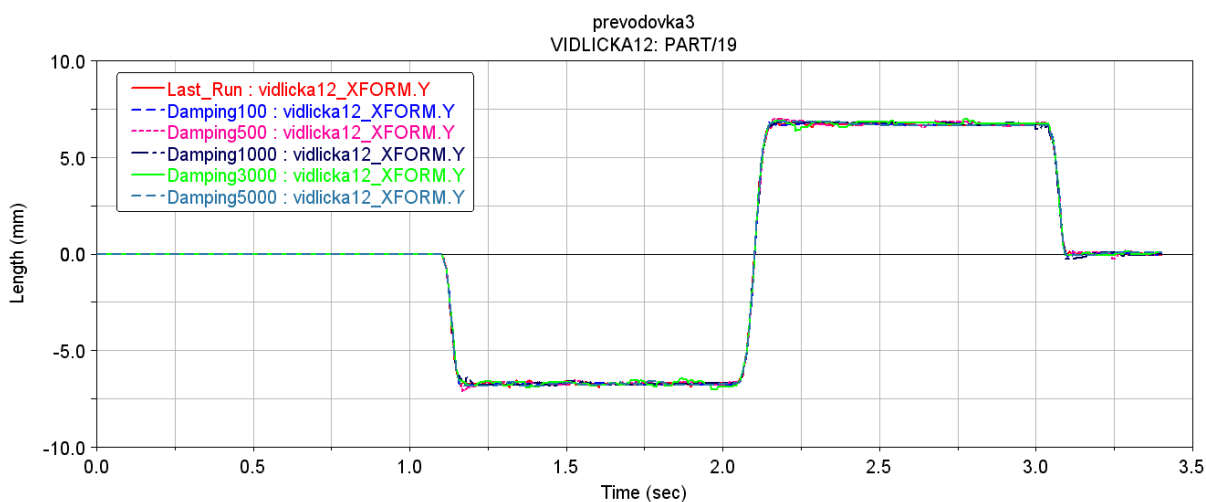


**Obr. 39:** Oscilace otáček v okamžiku přeřazení, parametry byly nastaveny: Damping 1000, friction 0,23 a 0,16. Na obrázku vpravo je průběh axiální síly na přesuvníku. Koefficient tření má malý vliv na průběh otáček hnaného hřídele, ale ovlivňuje maximální hodnotu síly na přesuvníku, která odpovídala cca 170 N.

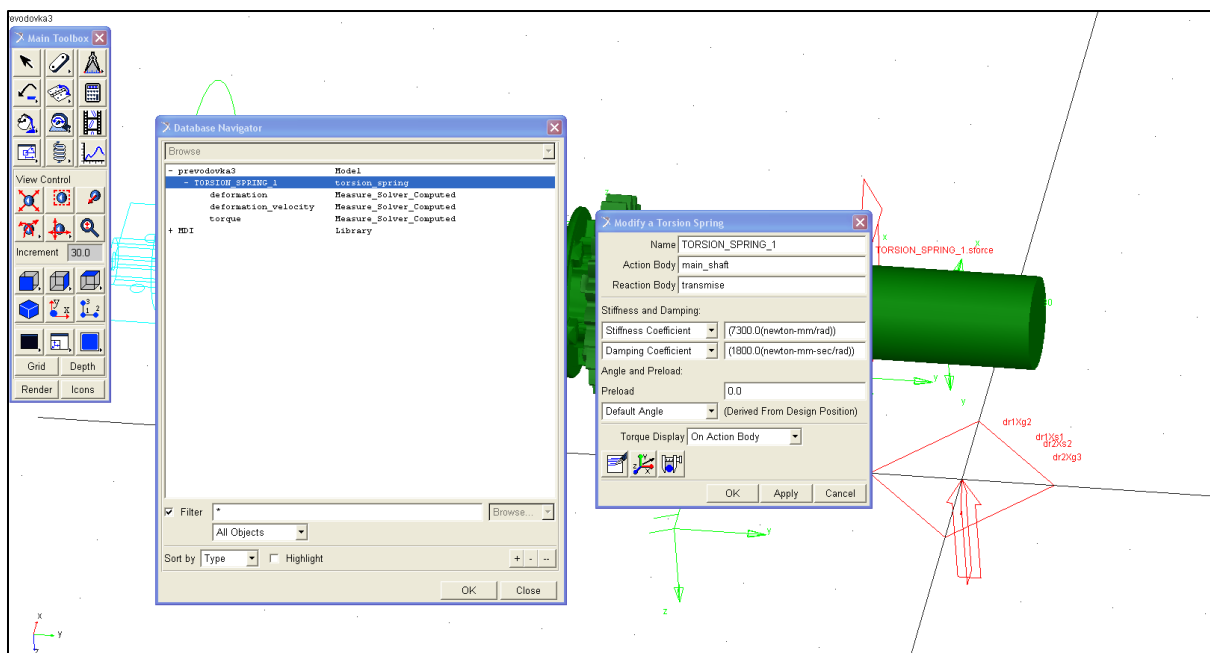


**Obr. 40:** Oscilace otáček v okamžiku přeřazení, parametry byly nastaveny: Damping 2000, friction 0,23 a 0,16. Na obrázku vpravo je průběh axiální síly na přesuvníku, vlevo síla na přesuvníku. Tato varianta nastavení vykazovala nereálně vysoké hodnoty axiální síly, v numerické simulaci nebyla využita.

Z Obr. 39 - 40 vyplývá, že hodnota tlumení ovlivňuje oscilace síly na přesuvník při řazení, zatímco jeho vliv na průběh otáček hnaného hřídele je nízký. Jak plyne z rozkladu sil, prezentovaného v Kapitole 6.3, tak díky úhlu boků zubů má síla ve směru osy přesuvníku dvě složky. Pokud je uvažováno tření, tak je jeho vliv na sílu, nutnou k pohybu přesuvníku dominantní. Výsledky porovnání tří variant sklonu boků zubů jsou prezentovány v Kapitole 5.



**Obr. 41:** Nastavení prvku Damping pro pohyb vidličky. V simulaci byl zkoušen vliv různého nastavení parametru Damping na kmitání řadicí vidličky, která byla v tomto případě řízena pohybem v drážce válce s využitím funkce Kontakt.



Obr. 42: Prvek Torsion spring, který simuluje poddajnost soustavy

Torzní poddajnost soustavy je v numerické simulaci použita mezi motorem a převodovkou, převodovkou a redukovanou hmotou a redukovanou hmotou a dynamometrem. Struktura numerického modelu je popsána na Obr. 12 v Kapitole 5. Ze schématu této struktury je jasně patrné, kde byly použity torzní pružiny a tlumení. Obr. 42 popisuje definování prvku Torsion spring (torzní pružina) mezi hnaným hřídelem převodovky a redukovanou hmotou. K nastavení parametrů torzní tuhosti a tlumení byly použity podklady výrobců spojky a pneumatik. Hodnoty torzní tuhosti hřídelí převodovky byly dopočítány na zjednodušených modelech.

## 5.7 Řešení kontaktů v MSC ADAMS

Dynamický model převodového ústrojí v programu ADAMS obsahuje množství prvků typu Kontakt. Použitím správně definovaných kontaktů je možno přesně popsat vzájemné působení těles v jednotlivých submodelech. Následující kapitola detailně popisuje princip funkce a nastavení jejích parametrů.

### 5.7.1 Popis funkce Kontakt

Funkce Kontakt v programu ADAMS umožňuje popis 2D a 3D kontaktů mezi párem geometrických objektů. Řešič ADAMS/Solver (C++) modeluje kontakt jako multilaterální okrajovou podmínku o rozměru síly. Tato síla je nulová, pokud neexistuje deformace, charakterizovaná veličinou penetrační hloubka a má kladnou hodnotu v případě, že mezi tělesy je průnik.

Funkce Kontakt umožňuje popis:

- Mnohonásobný kontakt
- Dynamické tření



- Kontakt mezi 3D geometriemi
- Kontakt mezi 2D geometriemi

K silovému popisu kontaktu je v simulacích programu ADAMS využívána funkce Impact v obecném formátu:

*IMPACT* ( $x, \dot{x}, x1, k, e, c_{max}, d$ )

Kde:

$x$ [mm]	- proměnná dráhy pohybu
$x1$ [mm]	- volná délka
$k$ [N/mm]	- tuhost
$c_{max}$ [Ns/mm]	- tlumení
$d$ [mm]	- hodnota průniku těles

### 5.7.2 Druhy kontaktů

*Impulzní kontakt* - je charakteristický tím, že doba kontaktu trvá krátký čas. Dvě geometrie, které jsou v kontaktu při vzájemné kolizi, způsobí impuls, jehož výsledkem je změna pohybové energie těles. Řešič poté určí kontaktní sílu modelováním lokálního chování těles, která byla v kontaktu. Ztráta energie v průběhu kolize je obvykle modelována jako tlumící síla. Kinetická energie těles je přeměněna v energii potenciální a disipační stlačovaného materiálu. Když je zbývající kinetická energie transformována, tak potenciální energie materiálu způsobí opačný pohyb těles a je opět transformována. Tato fáze je nazývána dekomprese (model stálého kontaktu).

*Stálý kontakt* - je charakterizován delší dobou trvání kontaktu a tím, že separační rychlost tělesa po kolizi je blízká nule. Vnější síly působící na tělesa, je udržují v kontaktu. Stálý kontakt je modelován jako nelineární pružina s tlumičem, tuhost charakterizuje vlastnosti kontaktních ploch, tlumení charakterizuje disipaci energie. Kontaktní síly jsou počítány v každém bodě kontaktu.

### 5.7.3 Výpočet normálové síly v kontaktu

- Impact model
- Model, charakterizovaný koeficientem restituace

Kontakt mezi dvěma tuhými tělesy obecně vyžaduje, aby nedocházelo ke vzájemnému průniku obou těles, který lze vyjádřit jako druh okrajové podmínky. Kontaktní síla je potom funkcí takovéto okrajové podmínky. Matematický popis kontaktu v řešiči ADAMS/Solver (C++) využívá metodu Lagrangeových multiplikátorů a teorii regularizace, podle [35]. Z fyzikálního hlediska je možné si představit popis kontaktu například tak, že maximální hodnota reakční síly v kontaktu, která je funkcí tuhosti materiálu a velikosti průniku mezi tělesy v kontaktu, je podobná koeficientu tuhosti (pružiny). V těchto případech využívá řešič metody regularizace k získání všech potřebných parametrů kontaktu. Je tedy nutné přesně určit hodnotu materiálové tuhosti. Pro okrajové podmínky modelu kontaktu platí:

$g \geq 0$ ..... podmínka průniku těles v kontaktu

$F_n > 0$ .....podmínka nenulovosti normálové síly

$F_n \cdot g = 0$ ...podmínka nenulovosti kontaktu

$F_n \cdot \frac{dg}{dt} = 0 \dots$  podmínka trvání kontaktu, normálová síla je nenulová jen pokud jsou tělesa v kontaktu

Normálová síla je vyhodnocována pomocí „Impact“ modelu:

$$F_n = k * (g ** e) + Step(g, 0, 0, d_{max}, c_{max}) \quad (5.11)$$

Kde:

$F_n$ [N]	- normálová síla
$k$ [N/mm]	- tuhost kontaktu
$g$ [mm]	- charakterizuje průnik těles
$\frac{dg}{dt}$ [mm/s]	- rychlost průniku
$d_{max}$ [mm]	- hodnota určující hranice průniku
$c_{max}$ [Ns/mm]	- maximální hodnota koeficientu tlumení
$e$ [-]	- konstanta
$\epsilon$ [-]	- koeficient restituce

Pro hodnoty parametrů  $c_{max} = 0$ ,  $e = 1$  a podmínce  $F_n \cdot \frac{dg}{dt} = 0$  odpovídá normálová síla

v kontaktu:  $F_n = p * \frac{dg}{dt} \quad (5.12)$

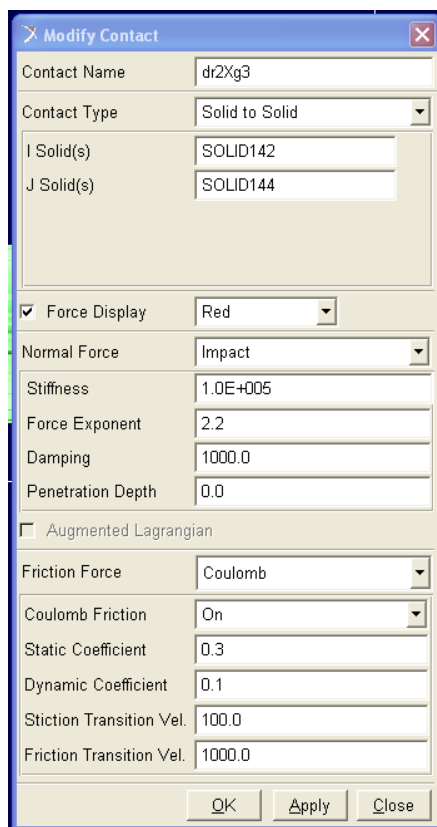
kde  $p$  je skalární parametr

Poissonův model pro výpočet normálové síly kontaktu tuhého tělesa odpovídá:

$$F_n = p \cdot (\epsilon - 1) \cdot \left(\frac{dg}{dt}\right) \quad (5.13)$$

#### 5.7.4 Nastavení parametrů kontaktu

Funkce Kontakt mezi dvěma tuhými tělesy v programu ADAMS obecně vyžaduje, aby nedocházelo ke vzájemnému průniku obou těles. Vzájemný průnik těles v kontaktu lze vyjádřit jako druh okrajové podmínky. Kontaktní síla je potom funkcí takovéto okrajové podmínky. V této kapitole je stručně uveden popis nastavení jednotlivých parametrů při definování kontaktu dvou těles v programu ADAMS. Na Obr. 43 je uveden příklad nastavení konkrétního kontaktu tak, jak tomu bylo prováděno v modelu, využívaném v této práci. Detailně je význam parametrů kontaktu popsán v PŘÍLOZE č. 3



Obr.43: Parametry kontaktu, příklad nastavení

## 5.8 Momenty setrvačnosti rotujících dílů hnacího ústrojí

Dalším významným prvkem modelu je vliv geometrických charakteristik a hmotnosti jednotlivých rotujících dílů transmisí. Pro účely simulace byly díly za hnanou hřídelí převodovky uvažovány jako tuhé a jejich momenty setrvačnosti byly na základě příslušného převodového poměru přepočítány a přičteny k momentu setrvačnosti hnané hřídele.

Moment setrvačnosti je fyzikální veličina, která vyjadřuje míru setrvačnosti tělesa při otáčivém pohybu. Její velikost závisí na rozložení hmoty v tělese vzhledem k ose otáčení. Pro kinetickou energii otáčivého pohybu platí:

$$E_k = \frac{1}{2} J \omega^2 \quad (5.14)$$

kde veličina  $J$  představuje moment setrvačnosti tělesa k ose otáčení. Moment setrvačnosti soustavy hmotných bodů je tak definován vztahem:

$$J = \sum_{i=1}^n m_i r_i^2 \quad (5.15)$$

Kde:

$E_k$ [J]	- kinetická energie otáčivého pohybu
$J$ [kg m <sup>2</sup> ]	- moment setrvačnosti tělesa
$\omega$ [rad s]	- úhlová rychlost
$m_i$ [kg]	- hmotnost $i$ – tého bodu
$r_i$ [mm]	- poloha $i$ – tého bodu

U naprosté většiny dílů byl k výpočtu momentů setrvačnosti vzhledem k jejich tvarové složitosti využíván CAD software ProE a CATIA V5, kde je k popisu těles používán tenzor setrvačnosti:

$$\mathbf{J} = \int (\mathbf{E}r^2 - r \otimes r) dm = \int \begin{bmatrix} y^2 + z^2 & -xy & -xz \\ -xy & x^2 + z^2 & -yz \\ -xz & -yz & x^2 + y^2 \end{bmatrix} dm \quad (5.16)$$

U některých dílů byla geometrie zjednodušena, pro kontrolu jsem provedl analytický výpočet jejich momentu setrvačnosti. Výsledky potvrdily, že se hodnoty liší jen nepatrně a výpočet momentu setrvačnosti pomocí CAD je velmi přesný. U dílů, jejichž osa rotace je rozdílná než vlastní osa rotace, byla využita Steinerova věta k přepočtu momentu setrvačnosti k příslušné ose při znalosti průměru roztečné kružnice. Týkalo se to zejména dílů jako jsou: kolové závrtné šrouby, matice a různá šroubová spojení na přírubách.

Předpokládáme:

- Ve výpočtu momentu setrvačnosti jsou zahrnuty pouze rotující komponenty
- Momenty setrvačnosti klecí a elementů valivých ložisek jsou zanedbány
- Zanedbávám i vliv příslušenství převodovky a motoru
- Není uvažován vliv pohybujícího se mazacího oleje

### 5.8.1 Zjednodušení hnacího ústrojí- redukováná hmota

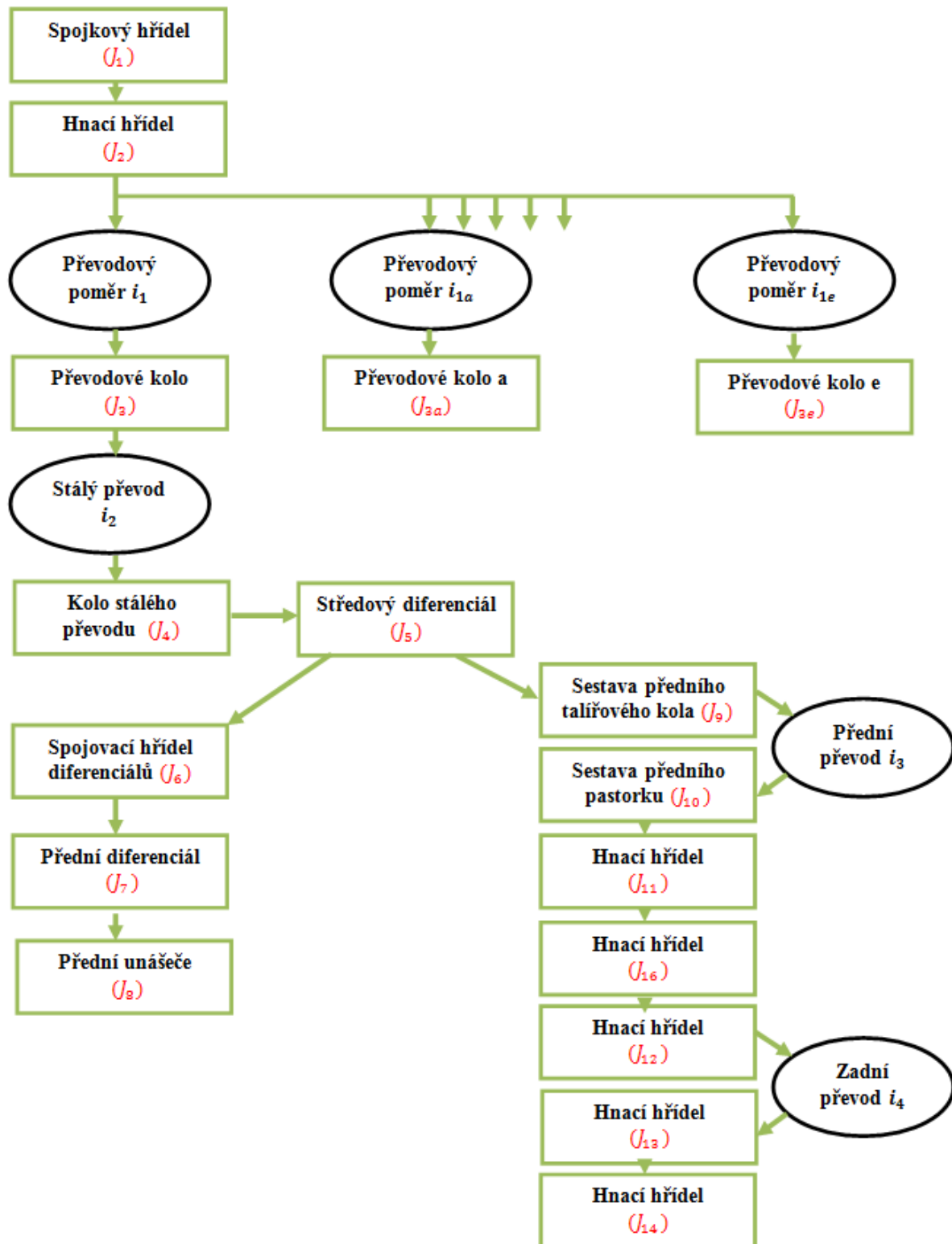
Moment setrvačnosti soustavy je součtem momentů setrvačnosti jednotlivých podsestav:

- $J_1$ ... spojkový hřídel s příslušenstvím
- $J_2$ ... hnací hřídel
- $J_3$ ... sestava hnaného hřídele
- $J_{3a} - J_{3e}$  ... momenty setrvačnosti jednotlivých převodových kol
- $J_4$ ... kolo stálého převodu
- $J_5$ ... středový diferenciál
- $J_6$ ... spojovací hřídel diferenciálů
- $J_7$ ... přední diferenciál
- $J_8$ ... přední unašeče
- $J_9$ ... sestava předního talířového kola
- $J_{10}$ ... sestava předního pastorku
- $J_{11}$ ... sestava lamel zadního diferenciálu
- $J_{12}$ ... sestava zadního převodu
- $J_{13}$ ... zadní diferenciál
- $J_{14}$ ... zadní unašeče
- $i_1 - i_4$  ... převodové poměry
- $J_{15}$ ... kardan
- $J_{16}$ ... přední hnací hřídele
- $J_{17}$ ... zadní hnací hřídele

$$J = (J_1 + J_2) + \frac{J_{3a}}{(i_{1a})^2} + \dots + \frac{J_{3e}}{(i_{1e})^2} + \left(\frac{J_3}{i_1^2}\right) + \left(\frac{J_3 + J_4 + J_5 + J_6 + J_7 + J_8 + J_9}{(i_1 \cdot i_2)^2}\right) + \left(\frac{J_{10} + J_{15} + J_{11} + J_{12}}{(i_1 \cdot i_2 \cdot i_3)^2}\right) + \left(\frac{J_{13} + J_{14}}{(i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4)^2}\right) \quad (5.17)$$

Kde:

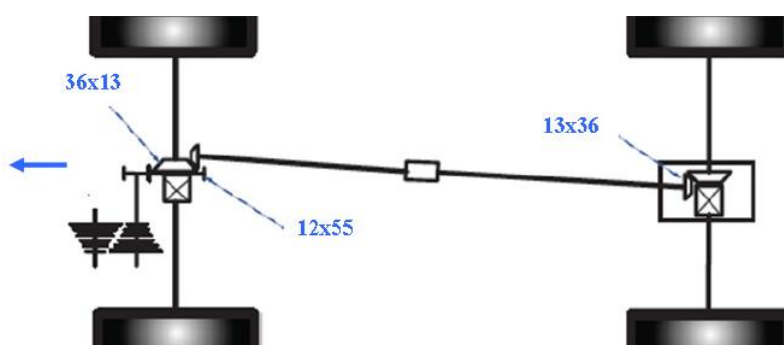
$J$	[kg m <sup>2</sup> ]	- celkový moment setrvačnosti soustavy
$J_1 - J_{14}$	[kg m <sup>2</sup> ]	- momenty setrvačnosti jednotlivých podsestav
$J_{3a} - J_{3e}$	[kg m <sup>2</sup> ]	- moment setrvačnosti jednotlivých převodů
$i_1 - i_4$	[-]	- převodové poměry
$i_{1a} - i_{1e}$	[-]	- převodové poměry jednotlivých převodů



Obr. 44: Schéma rozdělení momentů setrvačnosti

Tabulka převodových poměrů:

Převod	Počet zubů		Poměr
	Vstup	Výstup	
Převodové poměry kol			
1	13	39	3,000
2	14	31	2,214
3	16	29	1,813
4	16	24	1,5
5	16	20	1,25
6	21	22	1,048
Stálý převod			
	13	60	4,615
Výstupní převod			
	36	60	0,361
Celkový převod			
	13	36	2,769



Obr. 45: Kinematické schéma hnacího ústrojí

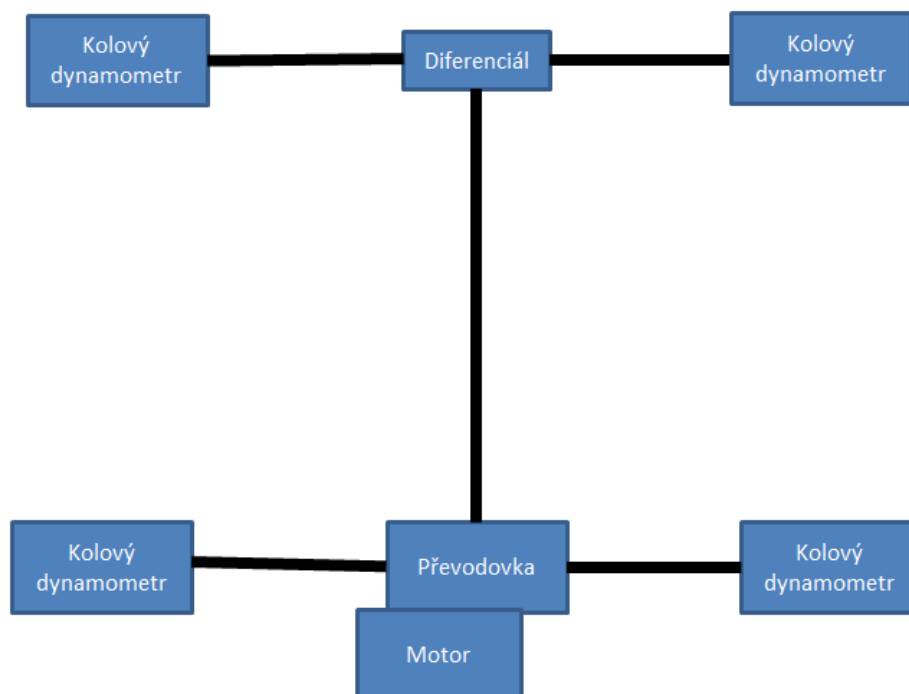
## 5.9 Měření převodovky na testovacím standu AVL

Součástí předkládané disertační práce je i praktické ověření vlivu jednotlivých změn na zkrácení času řazení rychlostních stupňů. To bylo součástí rozsáhlého programu měření, která proběhla ve firmě AVL Graz a kterých jsem se v rámci zpracovávání tématu disertační práce ve Škodě Motorsport zúčastnil. Cílem měření z oblasti hnacího ústrojí bylo:

- Ověření vlivu úhlu geometrických změn řadicího ústrojí na proces řazení
- Vliv průběhu odstavení zapalování na strategii řazení
- Vliv teploty oleje převodovky a diferenciálu na účinnost hnacího ústrojí
- Vliv objemu oleje v převodovce a diferenciálu na účinnost hnacího ústrojí

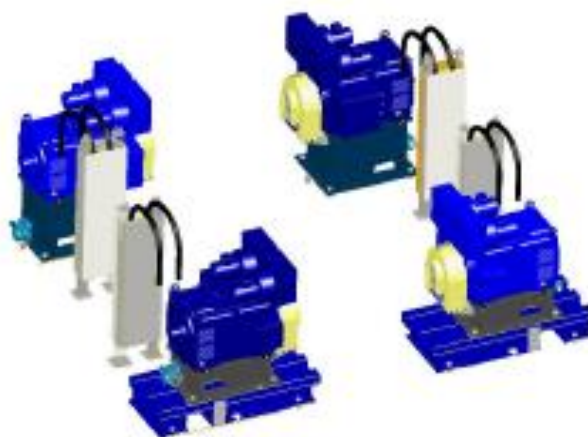
Měření hnacího ústrojí na dynamické stoličce posloužila jako cenný zdroj informací k optimalizaci řadicího procesu. Zejména ukázala místa, kde je výhodné zaměřit se na optimalizaci. Výhodou takové měřicí procedury je značná úspora času ve srovnání s jízdními zkouškami. Vliv jednotlivých veličin na řadicí proces je možné zkoumat nejpřímější cestou s omezením nežádoucího vlivu ostatních součástí soustavy hnacího řetězce. Měřicí stolice AVL umožňuje díky své variabilitě a stavebnicovému uspořádání množství různých konfigurací. Široké možnosti měřicí stolice jsou popsány v PŘÍLOZE č. 2. Pro měření

hnačího ústrojí vozidla Fabia S2000 byla vzhledem k jeho koncepci zvolena konfigurace se čtyřmi kolovými dynamometry. K pohonu byl použit spalovací motor. Celá soustava byla uchycena do rámu přesně ve stejné poloze jako ve skutečném automobilu. Rám je tvořen dvěma podélníky, které jsou na koncích svázané příčnými profily. V místech uložení tlumičů jsou kolmé nosníky, na jejichž koncích jsou desky pro připevnění horních uložení tlumičů. Rám obsahuje patky pro uložení hnačího ústrojí - motor, převodovku, uložení středového ložiska kardanu. Nápravnice a tlumiče jsou ukotveny k rámu přesně ve stejných místech jako u závodního automobilu, stejně jako výfukové potrubí a konzola řadicí páky. K nábojům kol jsou připojeny hnané dynamometry, které simulují odpory, vznikající při jízdě vozidla po rovné vozovce. Pneumatika a její torzní poddajnost je zjednodušena tak, že nedochází k simulaci prokluzu při akceleraci. Díky dynamické charakteristice kolových dynamometrů je možné simulovat jízdní odpory velmi precizně. Celá sestava vozidla je ve vertikálním směru spojena s rámem prostřednictvím kulových ložisek v místě, kde se připojuje dynamometr k náboji. Kinematické body, pomocí kterých je soustava spojena se stolicí, jsou kulová ložiska v adaptérech dynamometrů. Ty zajišťují to, že vozidlo stojí „na kolech“. Speciální konstrukce ložisek vykazuje nízké tření v této oblasti. Zavěšení je přes tlumiče spojeno s rámem a všechny kinematické body zůstaly zachovány. Hmotnost rámu se všemi prvky a s pomocí přidavných vyvažovacích prvků odpovídá parametrům skutečného vozidla. Výhodou tohoto uspořádání je, že při simulaci jízdy vozidla v přímém směru dochází k dynamické interakci s podvozkovými komponenty vozidla. Na Obr. 46 a 47 je znázorněno uspořádání měřicí stolice.



**Obr. 46:** Schéma konfigurace měřicí stolice při měření optimalizace řazení





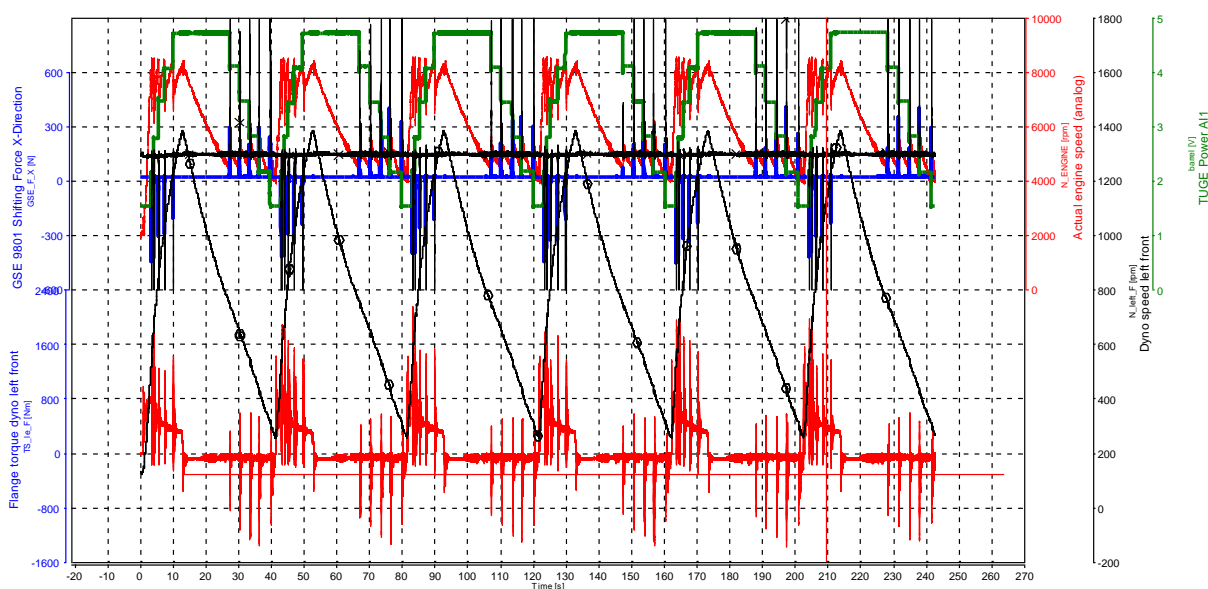
**Obr. 47:** Schéma konfigurace měřicí stolice při měření účinnosti hnacího ústrojí a optimalizace řízení

Motor je osazen měřicími čidly a napojen na řídicí elektroniku. Výměna dat probíhá přes CAN sběrnici a použitím konverzního protokolu komunikuje s rozhraním PUMA. Veškerá data jsou ukládána do dataloggeru pro pozdější analýzy. Chladicí okruh motoru je temperován na provozní teplotu. V celém okruhu je zařazeno několik teplotních čidel a průtokoměry. Řazení a pedály jsou ovládány lineárními aktuátory. Pracují podle přesně definované sekvence úkonů a jsou v nich integrovaná čidla rychlosti a síly. Jejich činnost je kontrolována systémem PUMA.

Dynamometry AVL umožňují rychlé a přesné pozicování na měřicí stolici. Díky nízkému momentu setrvačnosti a vysoké účinnosti jsou použitelné k měření dynamických jevů při zachování vysoké přesnosti. Charakteristika motoru dynamometru je v PŘÍLOZE č. 5. Měřicí procedura se skládá z šesti cyklů, kdy dojde k přeřazení motoru na nejvyšší převodový stupeň. Cyklus začíná při zařazeném prvním převodovém stupni a dosažení otáček 3500 ot./min. V tom okamžiku je řídicím systémem vydán impuls aktuátoru plynového pedálu, aby došlo k otevření škrticí klapky motoru na 100%. Když otáčky dosáhnou hodnoty 8400, tak je zařazeno na vyšší převodový stupeň. Tento cyklus je zopakován 5x a délka jeho trvání je v této práci označována jako akcelerační čas. Ten je jedním z hlavních parametrů k posouzení úspěšnosti změn. Dalším takovým parametrem je řídicí síla, které je měřena přímo senzorem v aktuátoru řídicí páky. Tato veličina poskytuje zpětnou vazbu mechanismu a přímo ovlivňuje vnímání jezdce. Řídicí sílu chápeme jako sílu, dodanou řidičem k umožnění změny převodového stupně. Průběh procesu řízení je detailně popsán v příslušných kapitolách této disertační práce. V průběhu měření, jehož výsledky jsou prezentovány v této práci byla fyzická síla řidiče nahrazena prací lineárního aktuátoru, který neuvažoval „odpor“ mechanismu. Tento robot se pohyboval konstantní rychlostí, která byla regulována řídicím prvkem. Ukázalo se, že právě průběh tohoto odporu má vliv na řídicí proces. Ve skutečném autě totiž ruka jezdce pohybuje řídicí pákou, dokud nenarazí na odpor. V tom okamžiku dojde ke zvýšení síly, nutné k jeho překonání a pohyb řídicí páky se tak zpomaluje. Průběh odporu mechanismu tedy do značné míry ovlivňuje řízení. Synchronizací a délkou odstavení s pohybem přesuvníku je tak možné dosáhnout vhodného „předepnutí“ mechanismu, kdy dojde k akumulaci svalové energie jezdce se samotným pohybem akčních

členů řadicího mechanismu. Tento proces je však vzhledem k obtížnému popisu vlivu ruky jezdce velmi obtížné simulovat, a proto je nutné dílčí výsledky numerické simulace, kdy je měněn pouze jeden parametr, ověřit jízdou zkouškou. Tyto parametry jsou zaznamenávány s vysokou vzorkovací frekvencí a jejich záznam je analyzován k ověření vlivu změn na proces řazení.

Time	TS_le_F	TS_le_R	TS_rl_F	TS_rl_R	N_ENGINE	GSE_F_X	N_left_F	N_left_R	N_rl_F	N_rl_R	TUGE_V_A11	TUGE_V_A12
s	Nm	Nm	Nm	Nm	rpm	N	rpm	rpm	rpm	rpm	V	V
209.363	387.867	402.850	395.739	396.217	7692.975	21.976	1124.418	1124.660	1124.372	1124.523	4.066	2.489



**Obř. 48:** Zobrazení veličin měřicího cyklu - otáčky motoru, řadicí síla, otáčky a rychlost dynamometru, napětí senzorů, které řídí odstavení. Počítání času jednoho cyklu začíná na předepsaných otáčkách a končí po zařazení posledního převodového stupně a předepsaných otáčkách.

Řadicí páka je ovládána pomocí lineárního aktuátoru (řadicího robota), který je řízen systémem PUMA tak, aby jeho rychlost i okamžik, kdy začíná působit na řadicí páku simuloval podmínky ve skutečném voze. Rychlost pohybu aktuátoru byla určena jako průměrná hodnota, které je dosahováno na trati rychlostních zkoušek. Aktuátor je spojen s řadicí pákou prostřednictvím objímky. Mezi objímkou a hlavicí řadicí páky je pryžová vložka, která představuje pružný prvek v ovládní převodovky. Dynamometry, které simulují jízdou odpory, obsahují zabudované snímače otáček a točivého momentu. Prostřednictvím signálů z těchto snímačů dostáváme informace o průběhu točivého momentu na kolech.

Každé přerazení budí oscilace v hnacím ústrojí. Tyto oscilace jsou významně ovlivňovány geometrií řadicích prvků i řízením motoru v okamžiku řazení. Průběh oscilací - jejich amplituda, frekvence a tlumení je parametrem, kterým je posuzován vliv změn řadicího mechanismu a řízení motoru na výstupní momentový tok hnacího ústrojí. Ten zásadně ovlivňuje ovladatelnost vozidla. Snahou je, aby momentový průběh „na kolech“ byl co nejplynulejší. Oscilace výstupního momentu způsobují nežádoucí nerovnoměrný přísun hnací síly na kola a tím zhoršují ovladatelnost automobilu zejména v mezních podmínkách - v zatáčkách a na kluzkém povrchu.

K ovládní simulačního procesu je využito softwarové rozhraní PUMA, pomocí kterého je přímo ovládn pult měřicí stolice. Toto softwarové vybavení umožňuje komunikaci a ovládní standu v reálném čase. Kontrolní zařízení motoru a dynamometrů EMCON

poskytuje ve spojení s ovládacím terminálem možnost kontroly různých veličin na měřicí stoličce a nastavení pojistek. V případě této simulace byly nastaveny momentové pojistky na hnacích hřídelích a řadicí páce, které by při překročení předepsaného momentu zastavily simulaci. Ke komunikaci vozidlové elektroniky a měřících čidel na stoličce je používáno rozhraní, které prostřednictvím CAN protokolu komunikuje s vozidlovou elektronikou a senzory.

K práci se záznamem měřených kanálů je obvykle využíván některý ze softwarů, sloužících k práci s daty v motoristickém sportu - například WinTax. Při zpracovávání dat této disertační práce byl využit speciální software od firmy AVL, který umožňuje jak čtení kanálů elektroniky automobilu přes CAN, tak i dat měřících čidel a senzorů vybavení standu. Takto získaná data posloužila k validaci modelu a jako vstupní veličiny pro jednotlivé dílčí modely. Import do programu ADAMS probíhal prostřednictvím programu Excel. Data byla obvykle upravena do řad bodů. Těmito body byla pak proložena křivka. V simulaci řazení byly využívány zejména průběhy točivých momentů na vstupu/výstupu a příslušné otáčky. Ty sloužily jako zdrojová data pro dynamický model.

## 6 Přesuvníky a jejich vliv na řadicí proces

Přesuvníkové mechanismy závodních převodovek zajišťují spojení tří hlavních částí transmisí. Motor, spojková lamela, vstupní hřídel a zapojená převodová kola na straně jedné a výstupní hřídel převodovky, kardan, poloosy a kola automobilu na straně druhé. Simulace dynamického chování těchto tří systémů je komplikovaná a jejich popis velmi ovlivňuje značné množství parametrů. Vzhledem ke specifickému provoznímu režimu a požadavkům na závodní převodovky je možné provést redukci parametrů. V této kapitole je představen popis přesuvníkového spojení a vyhodnocení vlivu úhlu boků zubů pomocí numerického modelu.

### 6.1 Stav techniky

Každá stupňová převodovka obsahuje přesuvné prvky pro přenos točivého momentu. Tyto konstrukční prvky jsou většinou kroužky s vnitřním ozubením a se zuby na čelech. Vnitřní ozubení slouží k posuvnému spojení a přenosu točivého momentu na hnaný hřídel převodovky. Tyto kroužky - přesuvníky jsou ovládány prostřednictvím řadicích vidliček. Přenos točivého momentu a spojení přesuvníku s kolem je umožněno pomocí malých zubů, které do sebe zapadají. Oblast kontaktu čelních zubů převodového kola a přesuvníku je zásadním prvkem, který ovlivňuje řazení - jeho průběh, rychlost, opotřebení a spolehlivost. Při každém pohybu přesuvníku do jeho krajních poloh, kde dojde ke kontaktu se zuby převodových kol, je třeba, aby byl vyrovnán rozdíl otáček převodových kol, mezi kterými dochází ke změně převodu. K umožnění této změny je u běžných převodovek používáno synchronizačních spojek. Tyto spojky umožňují tichou a jemnou změnu převodového stupně. Jejich limitem je ale pomalá synchronizace při vysokých hodnotách otáček motoru- kolem 10 000 otáček za minutu. Dalším omezením je také pomalé podřazování a nutnost plně používat spojku. Existují různé konstrukce synchronizačních spojek s vyšší účinností. Pomocí dvoukuželového provedení nebo aplikace karbonu na třecí plochy se dosahuje jejich vyšší

účinnosti a tím rychlejšího přeřazení, nicméně pro použití v závodních aplikacích je i tak tento systém nevhodný.

Jako nejvhodnější konstrukční řešení přesuvníků pro závodní použití se ukázalo použití malého počtu zubů na kroužku i převodovém kole. Toto konstrukční řešení postrádá synchronizační kroužky. Díky tomu je umožněna velmi rychlá změna převodu - pohyb přesuvníku bez nutnosti čekání na srovnání otáček. K umožnění změny převodu je nutno snížit točivý moment - odlehčit motor. U nejstarších systémů k tomu docházelo pomocí ubrání plynu za současného energického pohybu řadicí pákou. Ke změně převodového stupně tak dochází velmi rychle bez nutnosti čekat na vyrovnání otáček mezi hřídelemi, ale za poměrně prudkého rázu. Ten musí být absorbován pružností soustavy. Rychlý pohyb přesuvníku a zapojení zubů do záběru je zásadní pro nízké opotřebení čelních zubů a spolehlivou funkci mechanismu. Díky malému počtu zubů je zajištěno zapadnutí zubů přesuvníku mezi zuby na převodovém kole. Výhodou použití malého počtu zubů je také jejich vyšší únosnost a tím rychlejší změna převodu. Absencí synchronizačního mechanismu je dosaženo úspory místa - převodovka se stává kompaktnější. Pro následující specifické oblasti je použití zubových přesuvníků výhodnější než využití synchronizačních mechanismů:

- Motocyklové převodovky, kde není dostatek prostoru k zabudování synchronizačního zařízení mezi převodová kola. Díky nízkým momentům setrvačnosti rotujících částí způsobují nesynchronizované prvky nízké torzní vibrace, takže nedochází ke snížení životnosti nebo jízdního komfortu.
- Závodní automobily, kde je hlavním cílem co nejkratší přerušení momentového toku.
- Těžká užitková vozidla s automatizovanými převodovkami s vysokými nároky na přenesený výkon při zachování přijatelné hmotnosti, vysoké životnosti a rychlosti řazení.



**Obr. 15:** Porovnání konvenčního přesuvníku s kuželovou synchronizací (vlevo) a přesuvníku závodní převodovky (vpravo)

Problematika zubových spojek (odbornou terminologií označovány jako „dog clutch“) závodních sekvenčních převodovek je velmi zřídka zmiňována v odborné literatuře, nicméně v určitých případech je možné použít analogie z publikací, zabývajících se problematikou klasických synchronizačních spojek (Borg - Warner). Synchronizační spojky jsou masově používány od 50. let, ale jejich ucelený (publikovaný) popis byl formulován až koncem 60. let [3]. K matematickému popisu synchronizace a axiálního pohybu bylo využito jednoduchých pohybových rovnic. Počátkem 80. let byl zkoumán efekt povlaků synchronizačních kroužků [4 - 6] a potřeba přenosu vyšších výkonů vedla k vývoji vícekuželových synchronizačních kroužků [7 - 10]. V poslední době jsou simulace synchronizačního mechanismu prováděné zejména klasickými SW (Matlab, Simulink, ADAMS). Příkladem jsou práce [9 - 11]. Publikace s touto tematikou mohou být členěny do následujících kategorií:

1. Práce, které popisují vývoj synchronizačních spojek, jejichž hlavním cílem je experimentálně popsat proces synchronizace. Zabývají se optimalizací funkce synchronů a nabízejí řešení ke snížení řadicí síly nebo zkrácení řadicího času.
2. Skupina prací, které pomocí hydrodynamických výpočtů a tribologických jevů popisuje vliv povlakování kuželových synchronů a efekt drážek v kuželových plochách. Navrhované úpravy umožňují snížení řadicí síly při změně doby samotného přeřazení. Mezi výhody je v odborné literatuře řazena snížená citlivost na druh oleje a na různé výrobní nepřesnosti kuželových dílů. Povlakování má také vliv na tlumení oscilující síly. Optimalizace drážkování je

popsána v literatuře [3, 11, 12]. Drážky mohou být orientovány axiálně nebo soustředně na kuželových plochách. V literatuře je porovnáván vliv opotřebení, nepřesností obrábění a průběhu sil spojky na proces řazení.

3. Popisující chování synchronů s využitím MBS modelů. Analýza experimentálních výsledků, zahrnující popis dynamického chování ovládacího mechanismu, synchronizace a dalších dílů převodovky. Je zde popsán proces změny převodového stupně pomocí různých výpočetních modelů a charakterizovány jednotlivé jeho fáze. Porovnání mezi naměřenými daty a výsledky numerických simulací zdůrazňuje význam kuželovitosti, koeficient tření, úhel sražení drážkované části objímek, počet kuželů [10] a druh drážkování [13]. Dynamika řadicího mechanismu manuálně ovládané převodovky je zpracována v literatuře [13, 14, 10, 15, 16], kde je popsán vliv na řadicí síly. Efekt torzní dynamiky převodovky je popsán v práci [17, 18].
4. Práce, zabývající se změnou převodu z pohledu řidiče. Jednoduchá dynamická studie popisuje změny převodového stupně z hlediska řidiče [18]. Zaměřuje se na vysvětlení problémů- přílišného hluku a obtížného přerazení. Obvykle tyto problémy souvisí s torzními vibracemi, jejichž původcem je účinek měnící se síly na přesuvník v průběhu změny převodu [16]. Tyto publikace shrnují důležité parametry převodovek, které ovlivňují změnu převodového stupně z pohledu řidiče. Snaží se co nejvíce propojit vnímání člověka s vypočtenými hodnotami [7]. V pracích [17, 19] byl zformulován výpočet celkových sil v průběhu synchronizační fáze, který byl úspěšně ověřen experimentem.

Použitím moderních numerických simulací bylo popsáno několik významných problémů současných synchronních převodovek. Tyto problematické konstrukční uzly obvykle souvisí s tím, že na moderní převodovky jsou kladeny zvýšené nároky z hlediska přenášeného výkonu a usnadnění ovládání. I přesto existují jevy, které nejsou dostatečně precizně popsány. Patří sem například prudký nárůst síly po fázi synchronizace. Tento jev je označován jako „second bump“ efekt. Jeho příčina zatím není známá a jeho výskyt a průběh dosud nebyl výpočetně popsán. Předpokládá se, že tato síla způsobuje praskavý zvuk v průběhu změny převodu. Předkládaná práce využívá poznatků ze simulací synchronních převodovek a obohacuje stav znalostí o nové jevy, typické pro závodní převodovky se zubovými spojkami typu „dog clutch“.

Zubové spojky jsou jednoduché kinematické elementy, které slouží k pevnému spojení hřídele převodového mechanismu a převodového kola. Takové spojení je možné díky kombinaci zubů a drážek. Obvyklým provedením tohoto spoje jsou zuby na přesuvníku i převodovém kole, ale existují i řešení, kdy jsou zuby na kolech zachyceny drážkami v přesuvníku

Tímto konstrukčním řešením je dosaženo snížení délky sestavy hnaného převodového kola. Umožnění spojení přesuvníku a kola není omezeno rozdílem úhlových rychlostí (relativní úhlovou rychlostí mezi přesuvníkem a převodovým ozubeným kolem). Jednotlivé fáze průběhu spojení jsou zpracovány [20]. Obr. 17 popisuje jednotlivé fáze při vzájemném pohybu kola a přesuvníku s přenosem momentu, prostřednictvím čelních zubů (zubová spojka).

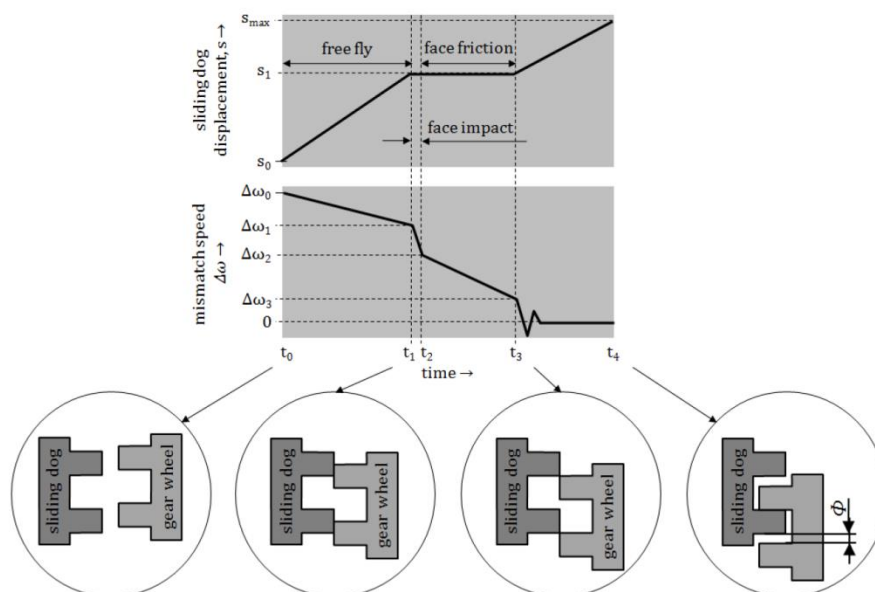


Figure 9. Engagement process of face dog clutches

**Obr. 17:** Proces zasunutí zubové spojky do záběru (Podle [20])

První pohyb přesuvníku začíná v čase  $t_0$ , kdy relativní úhlová rychlost odpovídá hodnotě  $\Delta\omega_0$ . Přesuvník nepřenáší žádný točivý moment a tato fáze se nazývá volný chod. Ta trvá dokud nedojde k prvnímu kontaktu s kolem převodovky v čase  $t_1$ . Kvůli možným mírným změnám v rychlosti vozidla a zejména díky ztrátám třením se relativní rychlost změní na  $\Delta\omega_1$ . Běžným jevem, který doprovází první kontakt zubů je prudký ráz. Vysoká rázová síla zastaví posun přesuvníku díky tomu, že dojde ke spotřebování značného množství pohybové energie. Normálová síla mezi přesuvníkem a převodovým kolem a jejich relativní otáčivý pohyb způsobují třecí moment, který působí proti relativnímu otáčivému pohybu. Špička v průběhu normálové síly způsobuje špičku v čelním třecím momentu a tím pokles relativní rychlosti na  $\omega_2$  ve velmi krátkém časovém okamžiku  $t_2 - t_1 \sim 0$ . Po ustálení rázu dojde k fázi natočení zubů a mezer proti sobě v čase  $t_3$  a tato fáze je charakterizována třením čel zubů. Vzájemná úhlová rychlost je snížena na hodnotu  $\omega_3$ . Zuby jsou nyní volné k dalšímu posunu a dochází ke snížení relativní rychlosti až k hodnotě 0. Tuto fázi charakterizují intenzivní torzní vibrace, které se přenášejí do celého řetězce. Špičková hodnota těchto vibrací odpovídá zachování kinetické a deformační energie a platí vztah podle [20].

$$T_{tor,max} = |\omega_3| \cdot \sqrt{\frac{k_{tor} J_1 J_2}{J_1 + J_2}} \quad (6.1)$$

Kde:

$T_{tor,max}$ [N/mm]	- torzní vibrace
$\omega_3$ [mm]	- deformace v oblasti kontaktní plochy
$b_{kont}$ [Ns/mm]	- koeficient tlumení v místě kontaktu
$k_{tor}$ [mm/s]	- torzní tuhost
$J_1$ [kg m <sup>2</sup> ]	- moment setrvačnosti tělesa 1
$J_2$ [kg m <sup>2</sup> ]	- moment setrvačnosti tělesa 2

Z rovnice (6.1) vyplývá, že špičková hodnota torzních vibrací přímo záleží na relativní rychlosti  $\omega$ . U těžkých nákladních vozidel, kde torzní tuhost zubové spojky a redukované momenty setrvačnosti jsou mnohem vyšší než u běžných vozidel, poměr mezi momentovou špičkou a relativní rychlostí je vysoký. Nekontrolované nebo chybné zasouvání přesuvníků do záběru, které se vyznačuje zvýšenou relativní rychlostí, způsobuje poškození zubových spojek. Relativní rychlost při zasouvání přesuvníku do záběru ovlivňuje nejen mechanické zatížení zubové spojky, ale také akustickou kvalitu (jemnost přeřazení). Po zasunutí přesuvníku do záběru je relativní pohyb spojovacích elementů omezen volným prostorem  $\Phi$ . V závislosti na poloze spojovacích elementů (zubů) nastává několik možností, jak probíhá proces záběru. Pokud dojde k případu, že zuby přesuvníku pokračují do mezery mezi zuby na převodovém kole, potom je vynechána fáze prvního zachycení čely zubů a jejich tření. Geometrická pravděpodobnost zasunutí zubových spojek do záběru je potom charakterizována vztahem:

$$P_{min} = \frac{z\Phi}{2\pi} \quad (6.2)$$

Kde:

$P_{min}$ [-]	- geometrická pravděpodobnost
$z$ [-]	- počet zubů
$\Phi$ [mm]	- mezera mezi zuby

V následující části je popisován stav, kdy je připuštěna možnost existence kontaktu čel spojovacích elementů (zubů). Efekt relativní rychlosti na čas zasunutí do záběru je zpracován v literatuře [21]. Čas zasunutí zubových spojek je úměrný relativní rychlosti. Zvyšování doby do zasunutí do záběru je způsobeno odskočením přesuvníku a dojde k efektu, kdy zuby přeskočí o mezeru a zapadnou do záběru hned při další možnosti. Tento jev může být doprovázen mírným pootočením přesuvníku zpátky a nebo snížením relativní úhlové rychlosti. Odskočení se projevuje i charakteristickým zvukem a v některých případech i axiálními vibracemi přesuvníků. Relativní rychlost je snižována ve fázi čelního tření a pokud se přiblíží 0 a dojde k postavení čel zubů proti sobě, tak může dojít k situaci, kdy přeřazení není možné. Takový stav je velmi nežádoucí a je řešen např. pomocí sklonu čel zubů do záběru. Převodovky, u kterých je relativní rychlost přesuvníků nízká jsou k tomuto stavu náchylné.

## 6.2 Charakteristika pracovních fází přesuvníků

Přesuvník koná posuvný pohyb, který způsobí zachycení mezi zuby ozubeného kola a tím pevné spojení s hřídelí. Tento pohyb je výsledkem převodu pohybu řadicí páky v posloupnosti: řidič - řadicí páka - táhla s přepákováním - převod na řadicí válec – vidlička - přesuvník.

Geometrické charakteristiky zubového spojení významně ovlivňují proces řazení vzhledem k tomu, že přímo ovlivňují síly a tlaky v kontaktní oblasti a také kinematiku tohoto spojení. Tato kapitola slouží k informaci o tom, jak geometrie zubového spojení přesuvník - převodové kolo ovlivňuje chod řazení rychlostních stupňů. Součástí kapitoly je i popis numerických modelů, které slouží k vyhodnocení vlivu změn jednotlivých parametrů na proces řazení.



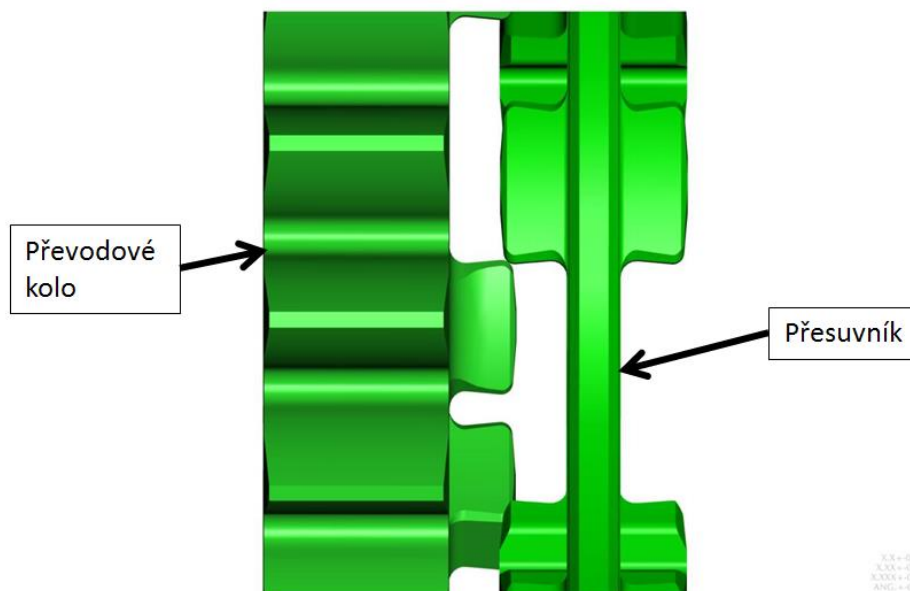
Popis chování přesuvníků v průběhu procesu řazení vyžaduje hlubokou znalost procesu změny převodového stupně. Existuje množství variací v relativních pozicích přesuvníků, převodových kol a ovládacího mechanismu, které mohou způsobit někdy poměrně značný rozptyl v průběhu axiálních sil. V této práci bylo přistoupeno k rozdělení na čtyři základní fáze pohybu, které popisují charakteristické části procesu změny převodového stupně typické u tohoto druhu přesuvníků.

### 1. Nucený pohyb přesuvníků definovaný řadicím válcem (Fáze 1)

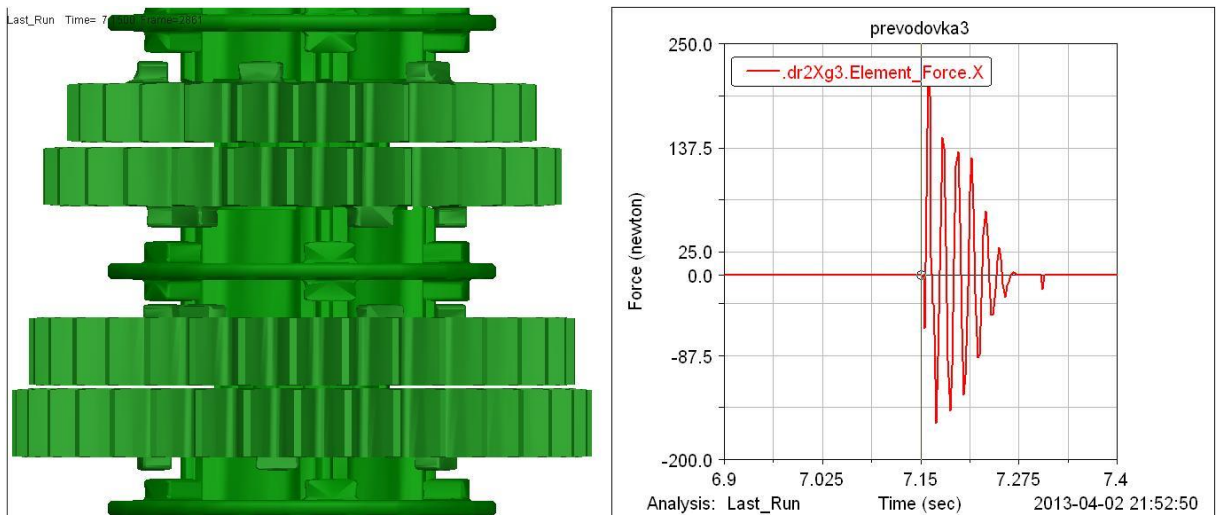
Pohyb přesuvníků je určen geometrií drážky v řadicím válci a je ovládán vidličkou, která přes kolík (čep) kopíruje tvar drážky. Detailně je vliv geometrie řadicího válce na proces změny převodového stupně popsán v Kapitole 8. Pojmem „Fáze 1“ je označován pohyb přesuvníků do okamžiku prvního kontaktu s převodovým kolem. Na začátku této fáze dochází k vymezování vůlí v celé sestavě od řadicí páky až po vnitřní mechanismus převodovky a to se projevuje skokem v průběhu axiální síly působící na přesuvník.

### 2. Začátek synchronizace úhlových rychlostí (Fáze 2)

Tato fáze popisuje časový okamžik, kdy dochází k přibližování přesuvníku a převodového kola až do okamžiku prvního kontaktu mezi jejich zuby. Průběh této fáze je často doprovázen odskočením přesuvníku a tím znemožněním zařazení převodového stupně. Odskočení je u automobilu doprovázeno specifickým zvukem- „rachtáním“ a v numerické simulaci je identifikováno díky možnosti vykreslení pohybu vidličky jako její pohyb zpět. Výpočetně je taková situace poměrně náročná a program ADAMS ji obvykle popíše jako chybu v integraci a výpočet zastaví. Průběh axiální síly, postavení přesuvníků a převodového kola pro dobu do prvního kontaktu popisuje Obr. 18 a 19.



Obr.18: Postavení zubů, Fáze 2

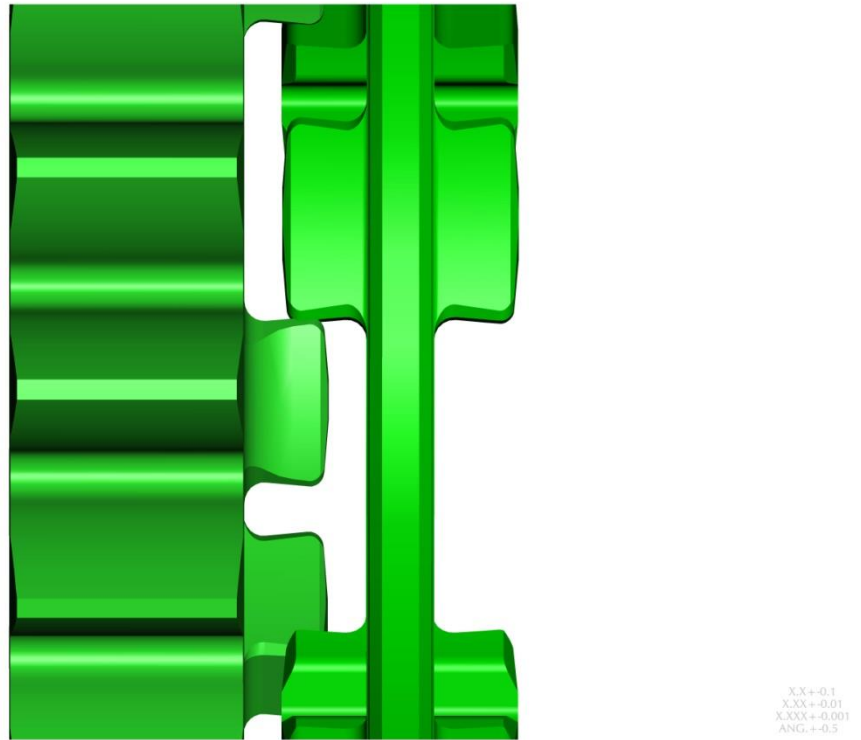


Obr.19: Průběh axiální síly, Fáze 2

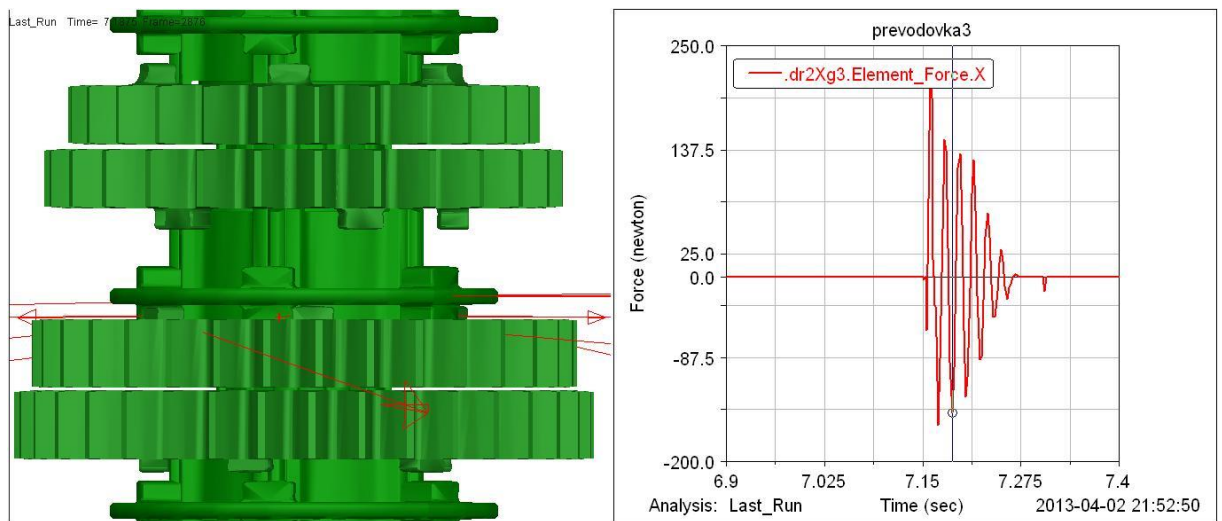
### 3. Synchronizace úhlových rychlostí (Fáze 3)

Během synchronizace dochází k dalšímu posunu přesuvníku do záběru až do zachycení zubů. Synchronizace rozdílných úhlových rychlostí musí být umožněna pružností zubového spojení. Tento okamžik je doprovázen prudkým rázem a vybuduje oscilace celé soustavy, které jsou dále přenášeny až na kola. Amplituda momentových oscilací je přímo ovlivněna:

- Relativní rychlostí převodového kola a přesuvníku
- Vzájemným postavením zubů v okamžiku synchronizace úhlových rychlostí
- Koeficientem tření
- Poddajností soustavy
- Geometrií drážky v řadicím válci
- Geometrií čelních zubů



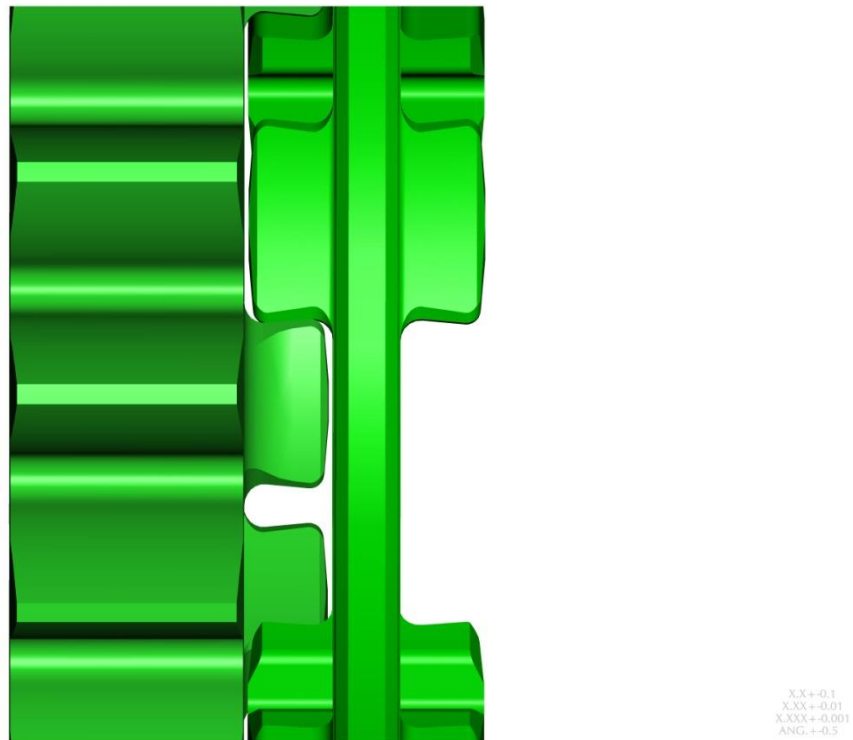
**Obr.20:** Postavení zubů, Fáze 3



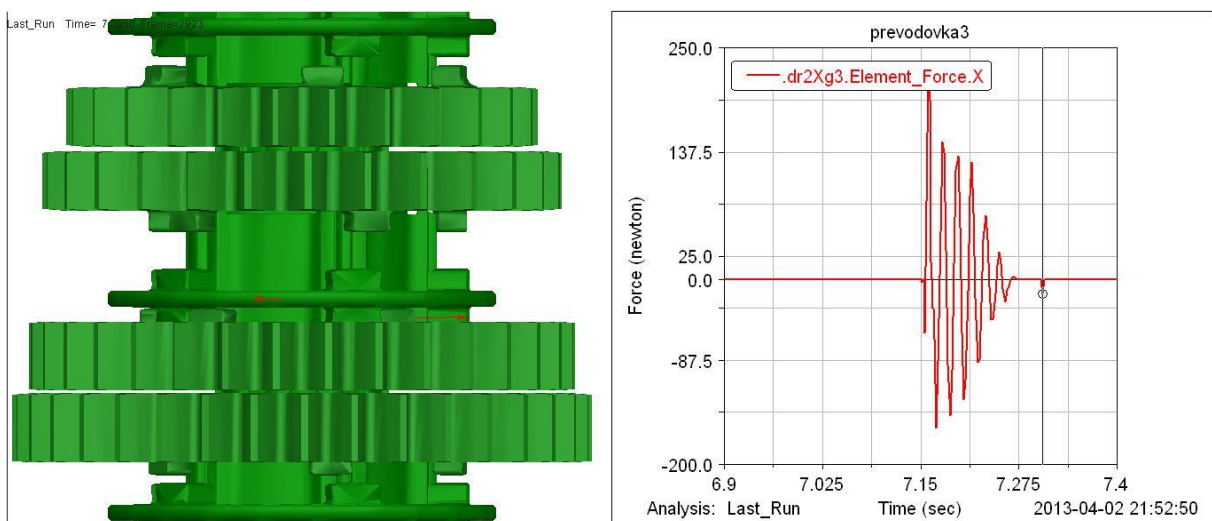
**Obr.21:** Průběh axiální síly, Fáze 3

#### 4. Záběr (Fáze 4)

Poslední, stabilizovaná fáze v průběhu je charakterizována poklesem axiální síly a nízkou oscilací přenášeného momentu.



Obr.22: Postavení zubů, Fáze 4



Obr.23: Průběh axiální síly, Fáze 4

### 6.3 Vyhodnocení vlivu úhlu boků zubů na proces řazení

#### 6.3.1 Analytický popis kontaktu přesuvníkového spojení

Analytický model kontaktu mezi zuby popisuje reakční sílu na kontaktní ploše mezi zuby v záběru. Ta může být vypočítána na základě deformace v oblasti kontaktu díky znalosti posuvů na obou stranách kontaktu pomocí pružinového modelu. Posuv přesuvníku je získán integrací jeho rychlosti, která vyplývá z modelu ovládacího systému. Pro obecně vyjádřenou axiální sílu platí vztah:

$$F_{ax} = k_{kont} \cdot \Delta x + b_{kont} \cdot v_{přes} \quad (6.3)$$

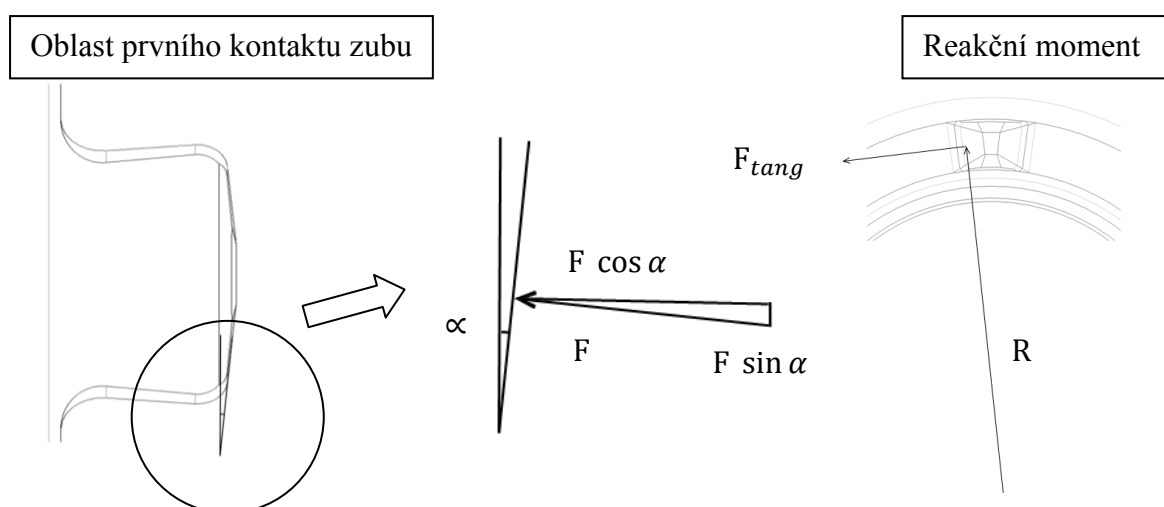
Kde:

$F_{ax}$ [N]	- axiální síla
$k_{kont}$ [N/mm]	- tuhost kontaktu
$\Delta x$ [mm]	- deformace v oblasti kontaktní plochy
$b_{kont}$ [Ns/mm]	- koeficient tlumení v místě kontaktu
$v_{přes}$ [mm/s]	- rychlost přesuvníku

Točivý moment, který vzniká působením tangenciální složky síly v ozubení, známe ve dvou podobách. Podle toho, jakým způsobem dojde k prvnímu zachycení zubů, rozlišujeme:

#### *Kontakt zkosených čel zubů*

V případě, že dojde rovnou k zachycení boků zubů, tak je jedinou kontaktní plochou zkosená čelní plocha zubu. Jako síla, která přímo vstupuje do procesu pohybu přesuvníku je uvažována síla, která je vyvozena na řadicí páku řidičem. Silové poměry kontaktu mezi zkosením čel zubů páru převodové kolo - přesuvník jsou znázorněny na Obr. 25 a popsány rovnicemi 6.4 – 6.7.



**Obr.25:** Silové poměry při kontaktu čel zubů

Reakční síla  $F$ , která působí při kontaktu čel zubů má po rozložení do axiální a tangenciální složky a uvažování tření  $\mu$  v místě kontaktu tvar:

$$F_{ax} = F \cos \alpha + \mu F \sin \alpha \quad (6.4)$$

$$F_{tang} = F \sin \alpha - \mu F \cos \alpha \quad (6.5)$$

Z rovnic (5.4) a (5.5) lze sílu  $F$  vyjádřit jako:

$$F = F_{ax} \cdot \frac{1}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \quad (6.6)$$

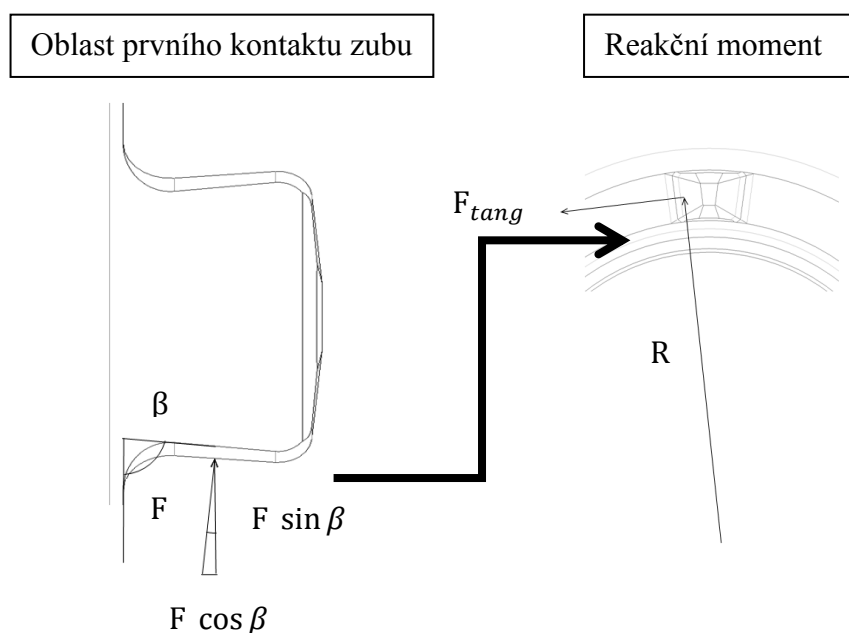
Tangenciální složka síly  $F$  způsobuje reakční moment  $M$ :

$$F_{tang} = \frac{\sin \alpha - \mu \cos \alpha}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} \cdot F_{ax} \quad (6.7)$$

$$M = F_{tang} \cdot R \quad (6.8)$$

### Kontakt boků zubů

V případě, že dojde rovnou k zachycení boků zubů, tak je jedinou kontaktní plochou boční plocha zubu. Silové poměry kontaktu mezi zkosením boků zubů páru převodové kolo - přesuvník jsou znázorněny na obr.26 a popsány rovnicemi 6.9 – 6.12.



**Obr.26:** Silové poměry při kontaktu boků zubů

Reakční síla  $F$ , která působí při kontaktu boků zubů má po rozložení do axiální a tangenciální složky a uvažování tření  $\mu$  v místě kontaktu tvar:

$$F_{ax} = F \cos \beta + \mu F \sin \beta \quad (6.9)$$

$$F_{tang} = F \sin \beta - \mu F \cos \beta \quad (6.10)$$

Z rovnic (6.9) a (6.10) lze sílu  $F$  vyjádřit jako:

$$F = F_{ax} \cdot \frac{1}{\cos \beta + \mu \sin \beta} \quad (6.11)$$

Tangenciální složka síly  $F$  způsobuje reakční moment  $M$ :

$$F_{\text{tang}} = \frac{\sin \beta - \mu \cos \beta}{\cos \beta + \mu \sin \beta} \cdot F_{\text{ax}} \quad (6.12)$$

$$M = F_{\text{tang}} \cdot R \quad (6.13)$$

Kde:

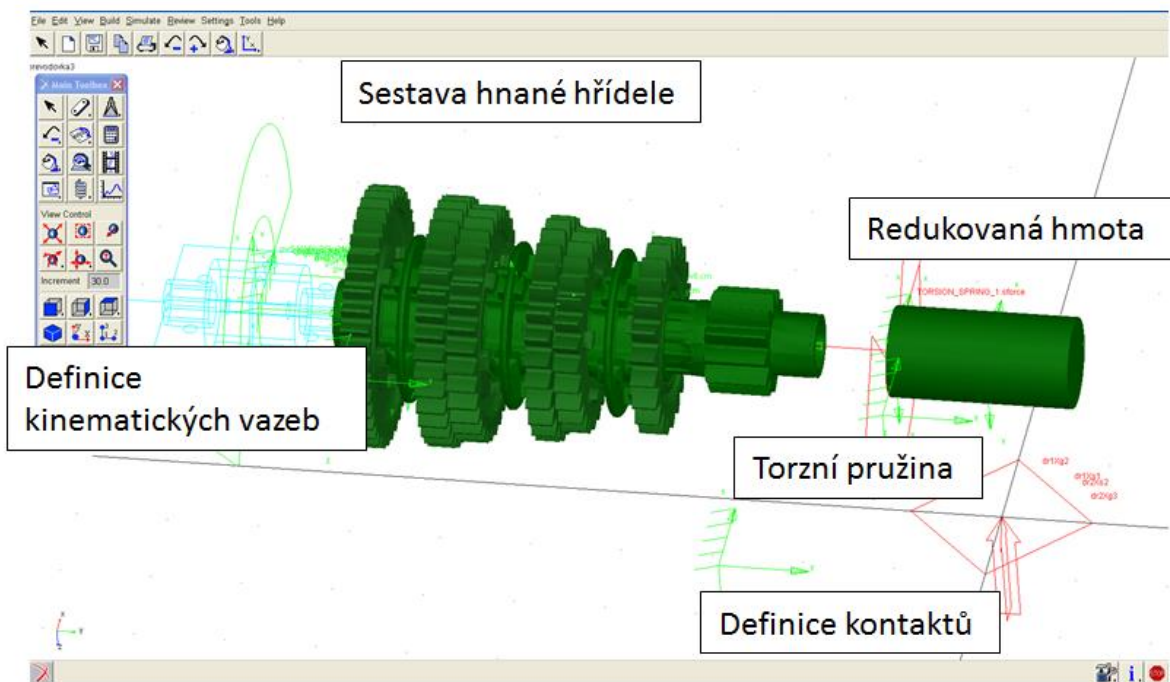
$F_{\text{ax}}$ [N]	- axiální složka síly
$F_{\text{tang}}$ [N]	- tangenciální složka síly
$F$ [N]	- výslednice sil
$M$ [Nmm]	- reakční moment
$\alpha$ [°]	- úhel čela zubu
$\beta$ [°]	- úhel boku zubu

Výše uvedené případy popisují dvě možnosti prvního kontaktu mezi zuby přesuvníku a převodového kola. V tomto kontaktu je generována třecí síla, která umožní synchronizaci otáček přesuvníku a kolečka. Tím je umožněno „zapadnutí“ do záběru a přenos točivého momentu. Synchronizace je ve srovnání se sériovými vozy, opatřenými kuželovými synchronizačními spojkami velmi jednoduchá a účinná, ale vyžaduje odlišný způsob ovládání a projevuje se vysokým hlukem, kdy zejména při prvním kontaktu zubů dochází k rázům. Úhel  $\alpha$  ovlivňuje poměry při zasouvání přesuvníků do záběru v okamžiku Fáze 2 (Synchronizace úhlových rychlostí). Úhel  $\beta$  má vliv především na sílu, nutnou k pohybu přesuvníku v záběru a také na to, jak v něm přesuvník drží. Detailně je vliv úhlu  $\beta$  popsán v kapitole 5.3.2.

### 6.3.2 Numerický model přesuvníkového spojení

K analýze vlivu úhlu boků zubů na hnací ústrojí byl použit numerický model. Cílem analýzy byl popis chování páru přesuvník - převodové kolo v průběhu přeřazení. V modelu bylo testováno několik variant úhlů sklonu boků zubů. Kvůli omezení vlivu ovládacího mechanismu převodovky bylo přistoupeno k použití kinematicky řízeného modelu. Nejdůležitější části numerického modelu jsou zobrazeny na Obr. 12. Model přesuvníkového spojení obsahuje:

- Sestavu hnané hřídele
- Prvky torzní poddajnosti - torzní pružina s tlumičem
- Redukovanou hmotu
- Kinematické vazby (detailní popis v PŘÍLOZE č. 1)
- Kontakty (detailní popis v PŘÍLOZE č. 3)
- Model tření ve vybraných ložiskách (viz PŘÍLOHA č. 1)



**Obr.24:** Simulace přesuvníkového spojení sekvenční převodovky v programu MSC ADAMS. Zjednodušená struktura numerického modelu na analýzu přesuvníkového spojení.

K vyhodnocení vlivu úhlu boků zubů páru přesuvník - převodové kolo byla použita kinematicky řízená numerická simulace, ve které byl testován úhel sklonu boků zubů:

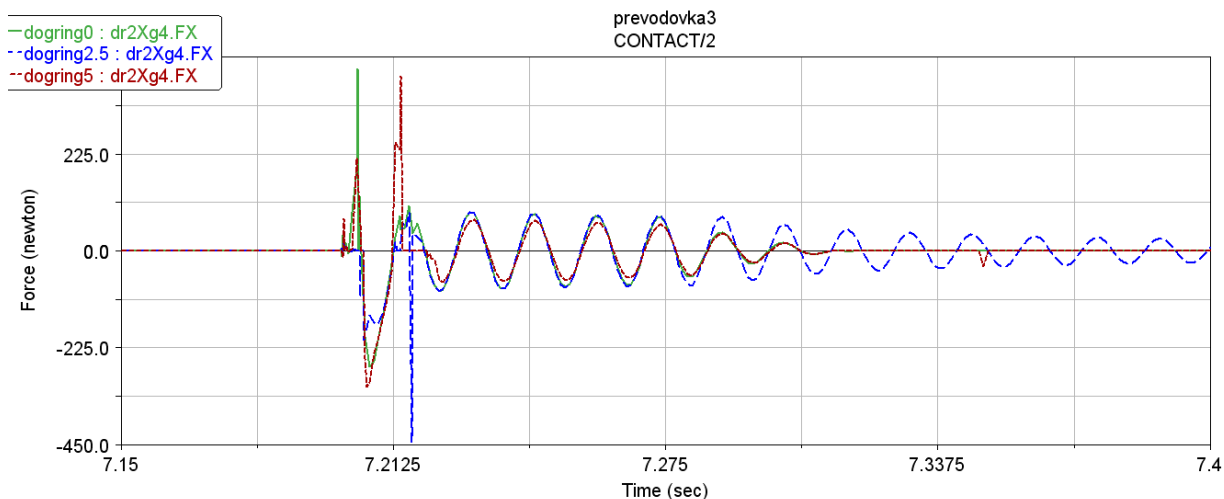
- $0^\circ$
- $2,5^\circ$
- $5^\circ$ - stávající provedení

Pro účely simulace byly připraveny modely převodových kol třetího a čtvrtého převodového stupně a přesuvníku v programu ProE. Předpokladem bylo, že u úhlu  $0^\circ$  bude axiální síla nižší v porovnání se stávajícím úhlem a tím dojde ke snížení ovládací síly. Tento předpoklad byl prezentován v práci [27].

Snížení úhlu k hodnotám blízkým 0 bez odpovídající úpravy celého mechanismu však způsobuje i nežádoucí omezení samosvorného působení v zubovém spoji, které by v extrémním případě mohlo vést i k vyskočení rychlosti ze záběru. To je stav, který je obtížné rozpoznat v takto postaveném modelu - vyžadovalo by to detailní analýzu, zaměřenou jen k popisu tohoto jevu. Z rozkladu sil vyplývá fakt, že úhel boků u zubových spojek má na proces řazení malý vliv. Změnou úhlu boku dojde ke změně axiální složky síly jejím rozkladem. V reálném provozu i v simulaci se tento fakt potvrdil, nicméně ukázalo se, že dominantní vliv na axiální sílu má především tření mezi kontaktními plochami zubových spojek.

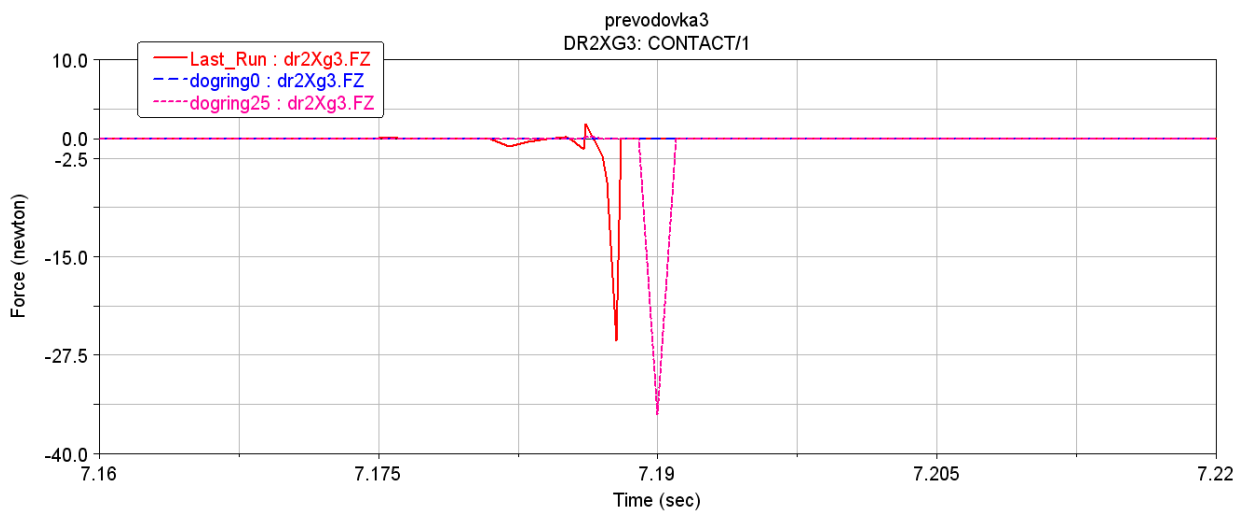
Na obr. 27 je silový ráz čtvrtého převodového stupně v okamžiku prvního kontaktu až po zasunutí zubů do záběru. Porovnání variant úhlu boků zubů  $0$ ,  $2,5$  a  $5^\circ$ . Špičkové hodnoty v průběhu síly dosahovaly v numerické simulaci podobných hodnot. Nejdelší dobu k utlumení oscilace vykazovala varianta  $2,5^\circ$ . U stávajícího provedení došlo k nejrychlejšímu utlumení oscilací.



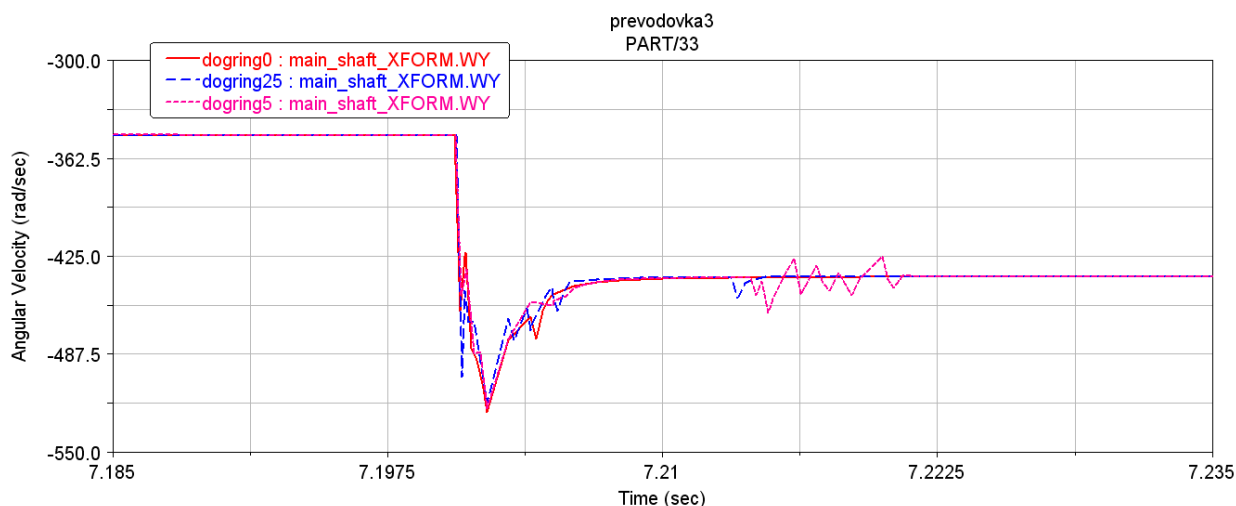


**Obr.27:** Silový ráz mezi přesuvníkem a převodovým kolem

Obr. 28 popisuje průběh axiální síly v okamžiku vytahování třetího rychlostního stupně ze záběru. Srovnání pro hodnoty úhlu boků 0, 2,5 a 5°. Stávající provedení vykazovalo nejnižší sílu, nutnou k vytažení přesuvníku ze záběru. V takto postaveném numerickém modelu odpovídala tato síla jen hodnotě, nutné k překonání tření mezi boky zubů.



**Obr.28:** Průběh axiální síly přesuvníku v okamžiku vytahování 3. rychlostního stupně ze záběru



**Obr.29:** Průběh úhlové rychlosti hnané hřídele v okamžiku řazení

Na Obr. 29 je průběh úhlové rychlosti hnané hřídele v okamžiku řazení ze třetího na čtvrtý rychlostní stupeň. Řazení je doprovázeno rázem, který vybudí oscilaci otáček hnaného hřídele. Z obrázku je patrné, že vliv úhlu zubových spojek na oscilace úhlové rychlosti přesuvníku je malý a průběh úhlové rychlosti pro všechny kombinace je podobný.

Většina výrobců sekvenčních převodovek používá úhel  $5^\circ$ , nicméně třeba u formulových vozů není neobvyklá ani hodnota blízká  $0^\circ$ . Není tedy možné obecně označit některé řešení jako lepší. S příslušným úhlem boků páru přesuvník - převodové kolo je potom sladěn celý mechanismus - volbou vhodných pružin aretačního západkového mechanismu, křivek řadicího válce a geometrií rohatky a kolíku. Pokud tedy dojde jen ke změně geometrie přesuvníkového spoje, bývá takový zásah spíše kontraproduktivní. Numerické simulace i měření na testovací stolici potvrdily, že přínos menšího úhlu bez dodatečných úprav je minimální.

### 6.3.3 Výpočet ztrátového času v případě „worst case“

Ve srovnání s běžnými synchronními převodovkami, jejichž přesuvníky jsou opatřeny velkým množstvím jemných zubů a tím snadné zachycení do záběru, jsou závodní převodovky vybaveny přesuvníky s relativně malým počtem zubů. Obvykle se používá uspořádání s pěti zuby na každé straně přesuvníku a kola. Tím je zajištěna dostatečná únosnost zubů při jejich spolehlivém zachycení do záběru. U některých závodních převodovek se používá i uspořádání se třemi a šesti zuby. Rozbor vlivu geometrie a statistické vyhodnocení počtu zubů přesuvníku je u sekvenčních převodovek motocyklů BMW předmětem metodiky, prezentované např. v publikaci [26].

Šířka mezery mezi zuby, vyjádřená v míře úhlové délky vychází ze základního vztahu (5.14.) Obecně platí, že pokud je použit nižší počet zubů, tak jejich provedení musí být masivnější, aby nedošlo k přílišnému namáhání a otláčení boků zubů. Výška zubů je dalším parametrem, který určuje velikost plochy a tím tlak v kontaktní oblasti. Nežádoucí je zvyšování zubů, protože tím roste vzdálenost mezi přesuvníkem a zuby kolečka a dráha, kterou tak musí urazit řadicí vidlička je delší. To prodlužuje čas mechanické změny převodu. Grafy, popisující vliv geometrických parametrů zubů přesuvníkového spojení na ztrátový čas, jsou na Obr. 33 - 37.

Homologace převodovek pro třídu S2000 neumožňuje použití senzorů polohy hřídelí v převodovce a tím není možné eliminovat možnost, kdy se zubové spojky treří do mezery za příslušný zub na převodovém kole a tím dojde ke stavu „worst case“. Okamžik, kdy dojde k tomuto stavu vzniká odvozením ze základního vztahu pro výpočet úhlové dráhy:

$$t = \frac{\varphi}{\omega} [s] \quad (6.14)$$

Kde:

- $\varphi [^\circ]$  - úhlová dráha mezery v případě „worst case“  
 $\omega [^\circ s^{-1}]$  - relativní úhlová rychlost přesuvníku

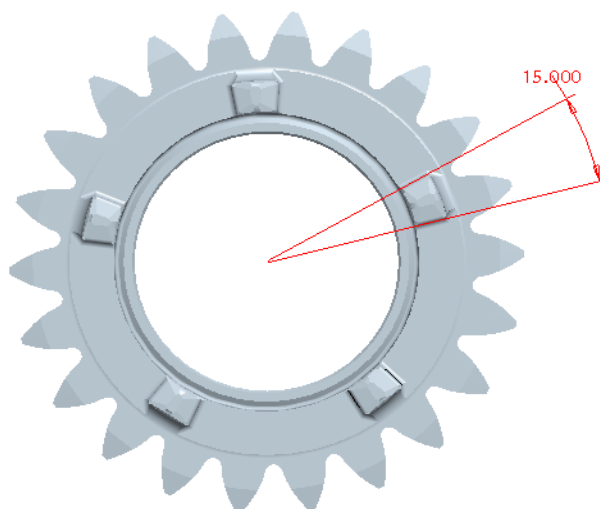
Úhlová dráha mezery, tedy rozteč mezi zuby je charakterizována parametry:

- Počet zubů
- Délka zubu přesuvníku
- Délka zubu převodového kola

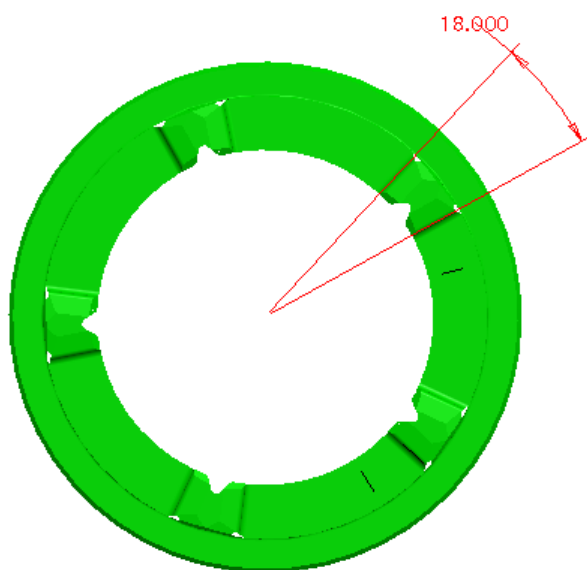
Relativní úhlová rychlost přesuvníku je charakterizována parametry:

- Rychlost převodového kola
- Převodový poměr kola v záběru
- Rychlost přesuvníku
- Řadicí otáčky

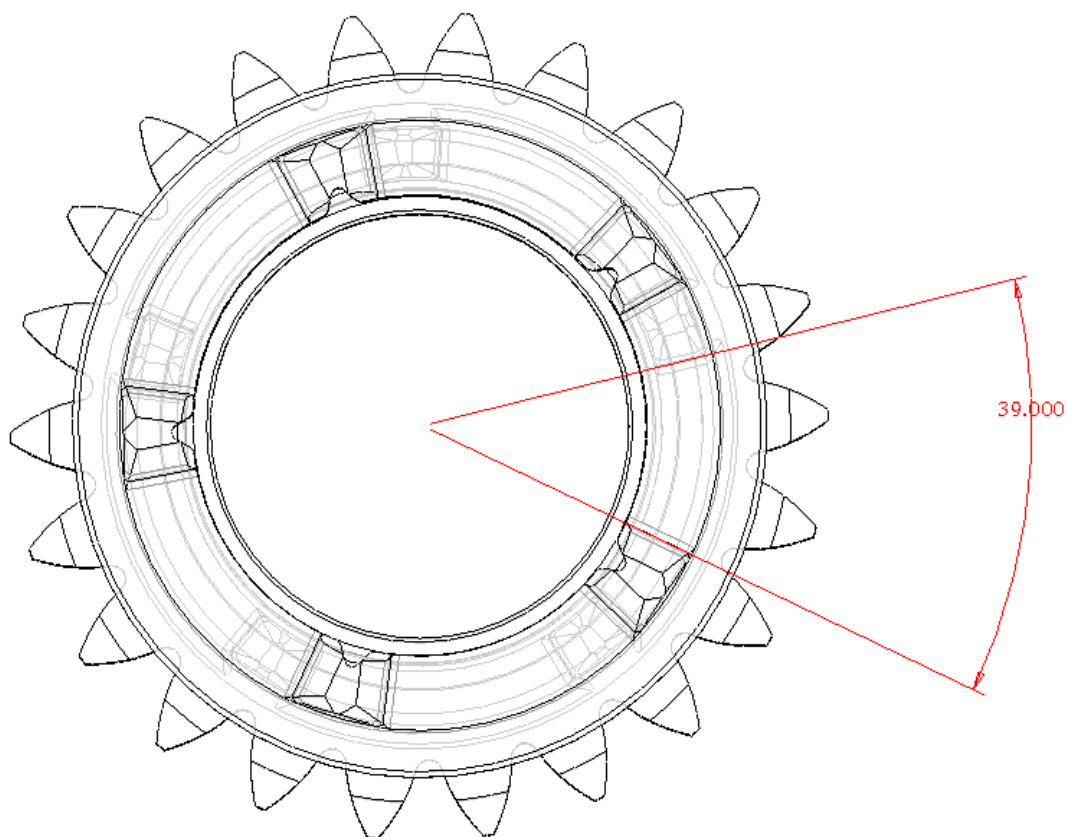
Pozn. k parametru „Řadicí otáčky“: jejich hodnota významně ovlivňuje ztrátový čas v okamžiku přeřazení. Vzhledem k funkci systému se jako řadicí otáčky neudává hodnota, při které dochází k počátku odstavení motoru, ale hodnota skutečná, tedy na kterou otáčky motoru klesnou. Tato hodnota byla odečtena ze záznamů otáček motoru při měření vlivu délky odstavení na řadicí časy.



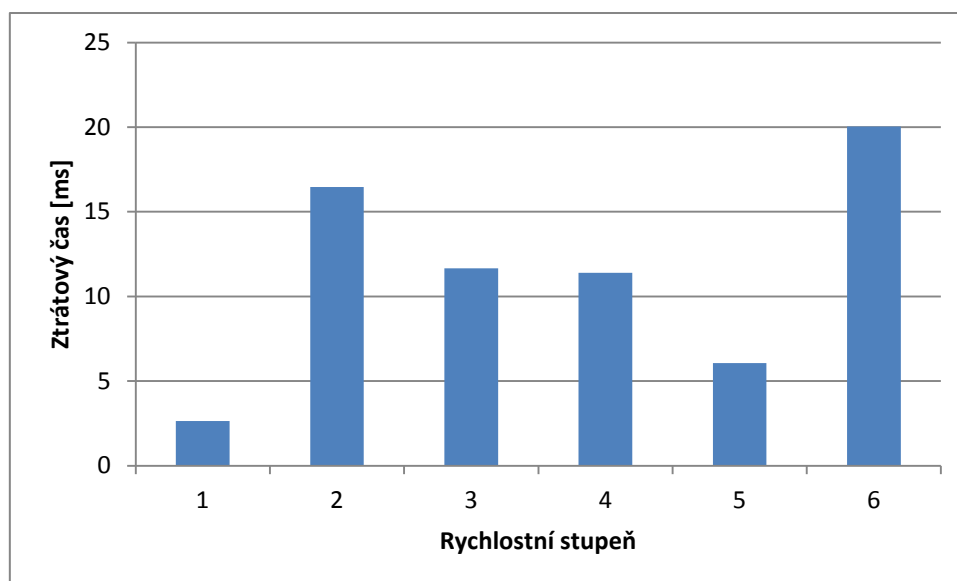
**Obr. 30:** Převodové kolečko, rozteč zubů



**Obr. 31:** Přesuvník, rozteč zubů

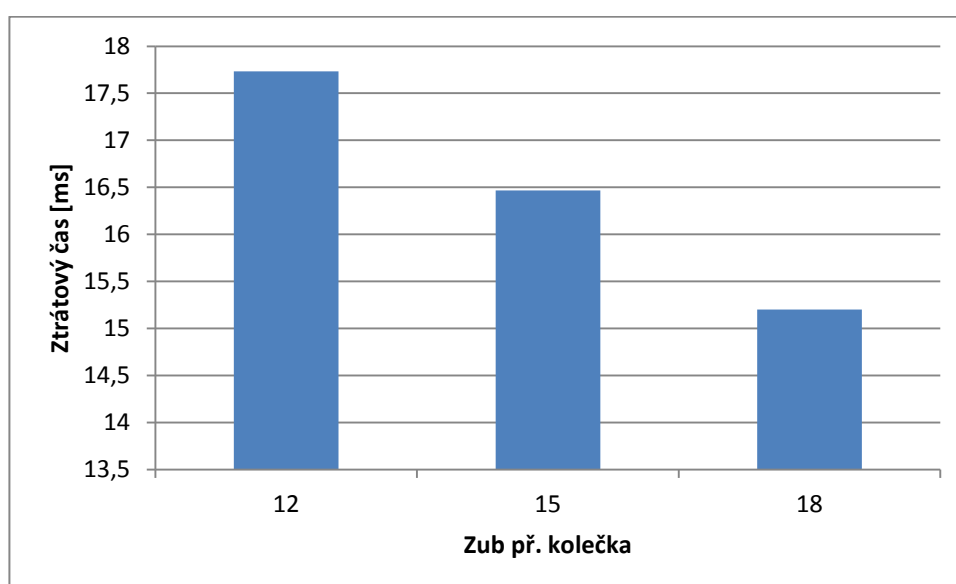


**Obr. 32:** Přesuvník + ozubené kolečko, úhlová mezera

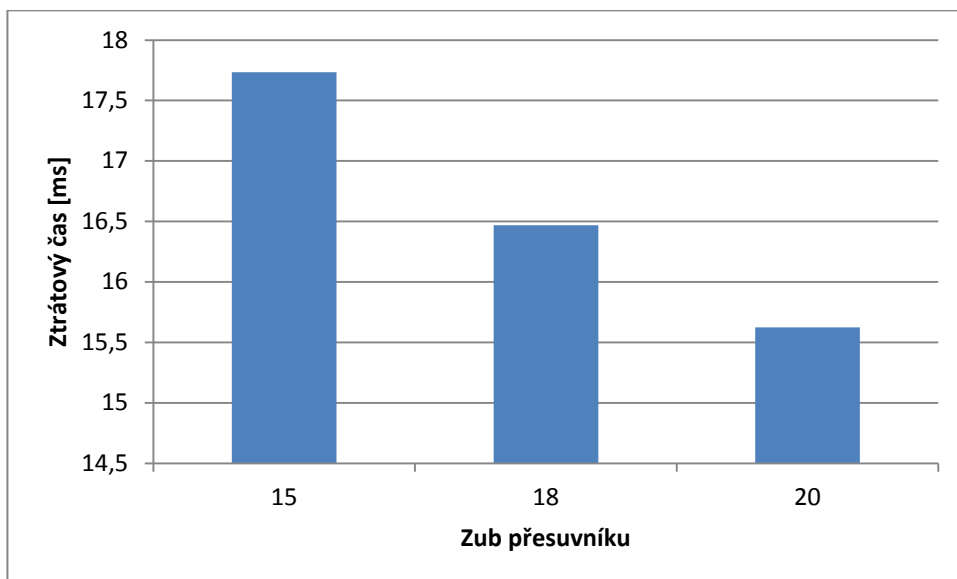


**Obr. 33:** Ztrátový čas pro jednotlivé převodové stupně

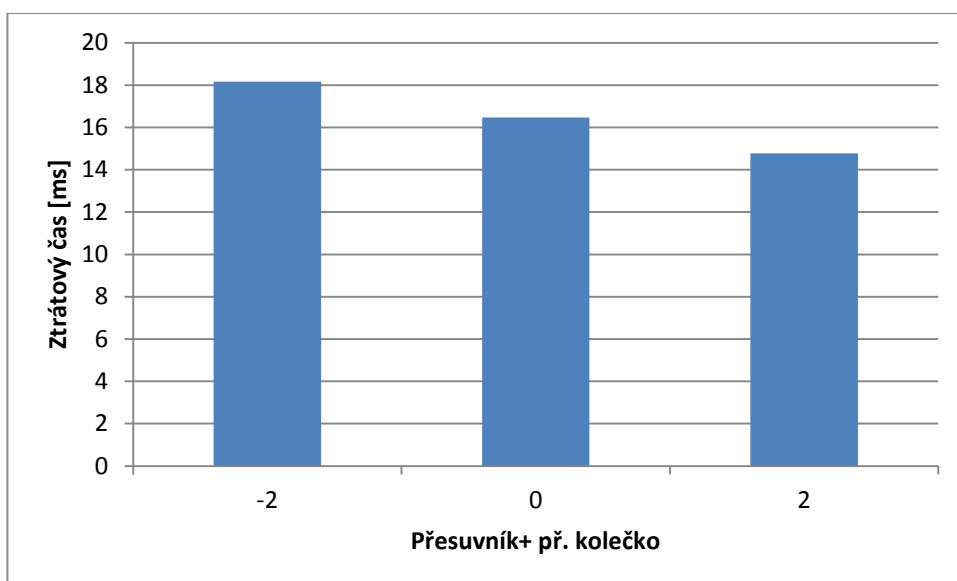
Z obr. 33 je patrné, že ztrátový čas ve worst case případě na jednotlivé převody je různý a nejvyšších hodnot dosahuje při řazení z druhého na třetí a z pátého na šestý převodový stupeň. Je to dáno nízkou relativní rychlostí přesuvníku pro tyto stupně. Ztrátový čas v nejnepříznivějším případě dosahuje mezi pátým a šestým stupněm až cca 20 ms. To je hodnota, která se blíží 20 % z celkového řadicího času. Tato hodnota je poměrně vysoká a při proběhlých analýzách a měřeních je uvažováno s rozptylem v hodnotách řadicích časů. Měření prokázala, že některá přeřazení vykazovala delší časy a zvýšenou ovládací sílu. Je tedy zřejmé, že u problematických případů došlo k tomu, že zuby přesuvníku nezachytily zuby na převodovém kole ve vhodný okamžik. Extrémní případ špatného přeřazení nastane, když jsou zuby postaveny v okamžiku prvního kontaktu proti sobě. Tím dojde k odskočení přesuvníku a nutnosti znovu zařadit.



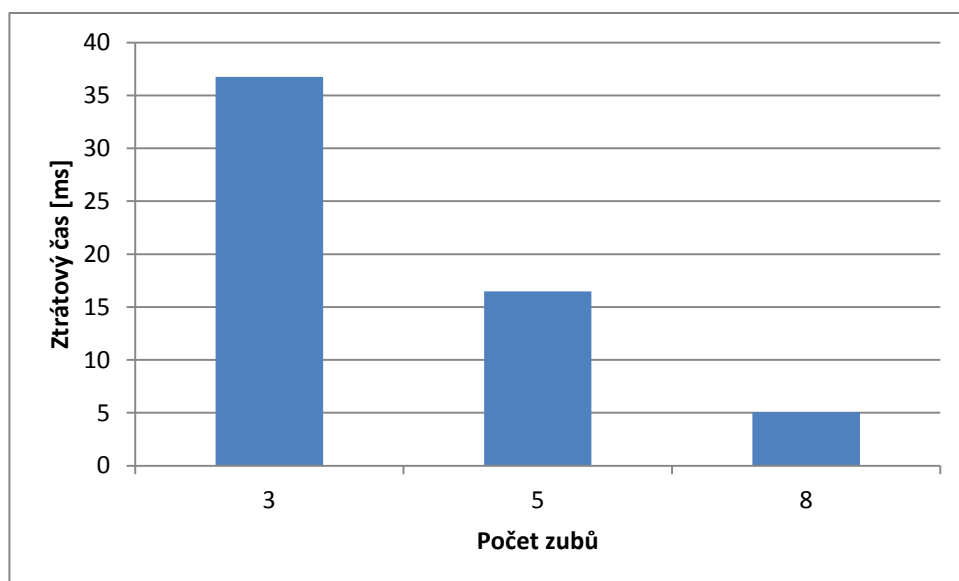
**Obr. 34:** Ztrátový čas pro různé velikosti zubů převodového kola



Obr. 35: Ztrátový čas pro různé velikosti zubů přesuvníku



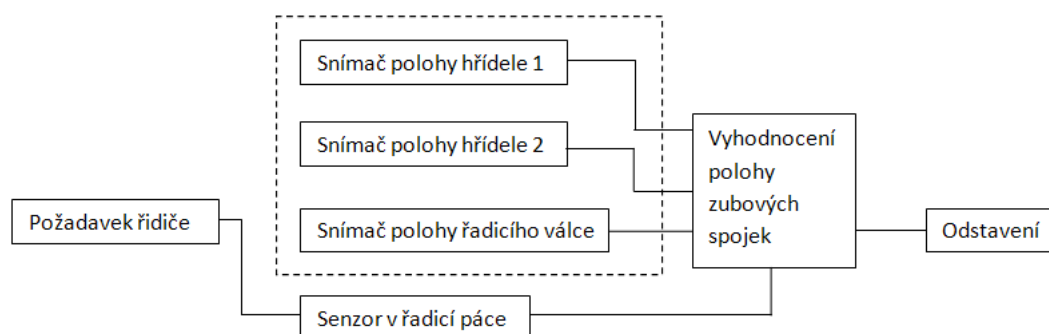
Obr. 36: Ztrátový čas pro různé velikosti zubů přesuvníku a kola



Obr. 37: Ztrátový čas pro různé počty zubů

### 6.3.4 Navrhovaná eliminace worst case případu

Kinematickým rozбором mechanismu řazení rychlostních stupňů a provedenými měřeními bylo prokázáno, že vyloučením worst case případu by bylo možné dosáhnout úspory až 20% řadicího času a také značně snížit pravděpodobnost nedořazení. Z výtahu homologace vozu S2000 vyplývá, že smí být použit pouze senzor polohy řadicího válce. To značně komplikuje implementaci systému, který by sloužil k přesnému rozpoznání polohy hřídelí. Takový systém (viz obr. 38) by byl ke snížení ztrátového času nejefektivnější. S přihlédnutím k homologaci převodových ústrojí vozů třídy S2000 shledávám jako nejvhodnější postup zaměřit se na simulaci vlivu geometrie zubových spojek a precizní vyladění mechanismu řazení tak, aby bylo omezeno riziko odskočení přesuvníku a tím nutnost znovu řadit.



Obr.38: Schéma systému k omezení ztrátového času

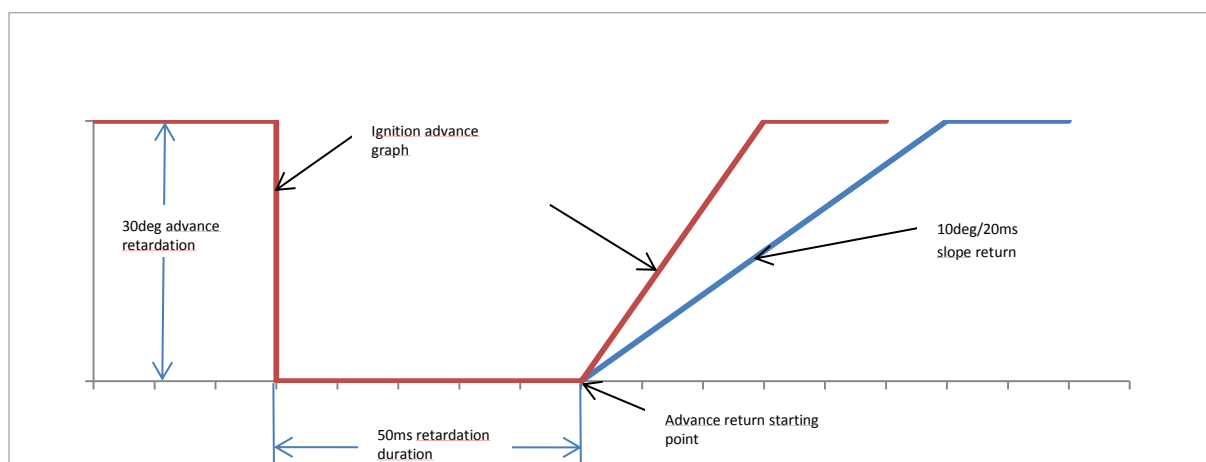
Jak plyne z Obr. 34 - 36, je zřejmé, že geometrie zubů, sloužících ke spojení ozubeného kola přesuvníku má značný vliv na ztrátový čas. Logickým krokem by bylo zvýšení počtu zubů, nicméně v homologačním předpisu pro třídu S2000 je uveden i maximální počet zubů - pět pro tento konstrukční prvek. Při vyhodnocování naměřených dat

je nutné počítat s určitým rozptylem, který je daný právě tím, že u tohoto typu převodovek není možné na základě znalosti vzájemné polohy hřídelí řídit pozici zubů.

## 7 Řízení motoru v okamžiku řazení

Tato kapitola popisuje proces řízení motoru v okamžiku řazení rychlostních stupňů a detailně popisuje pojem odstavení motoru. V příslušných podkapitolách je uveden vliv nastavení délky odstavení a úhlu náběhu na sledované parametry hnacího ústrojí. Řízení motoru v průběhu řazení bylo analyzováno jak na měřicí stolici AVL, tak i pomocí numerického modelu.

K odstavení motoru dochází v okamžiku, kdy senzor síly na řadicí páce dosáhne předem určené hodnoty. V tuto chvíli dojde k přestavení předstihu zážehu. Tento jev sníží expanzní tlaky a tím dojde ke snížení hnacího momentu motoru a je umožněno vytažení rychlosti a zařazení rychlosti následující. Ukončení odstavení motoru je řízeno signálem natočení řadicího válce. Náběh motoru na normální hodnotu předstihu není skokový, nýbrž plynulý, po křivce a obvykle se udává úhel křivky náběhu předstihu ve stupních na milisekundu. Na Obr. 39 je křivka průběhu předstihu zážehu zapalování. Z křivky je patrný konstantní průběh v počáteční fázi. Tato hodnota je definována v mapě zapalování pro příslušné otáčky a polohu škrticí klapky. V další fázi je patrný propad křivky. Ten je označován jako počátek okamžiku přestavení předstihu zážehu. Rovná část křivky je délka trvání přestavení předstihu a šikmá část je náběh předstihu na normální hodnotu.



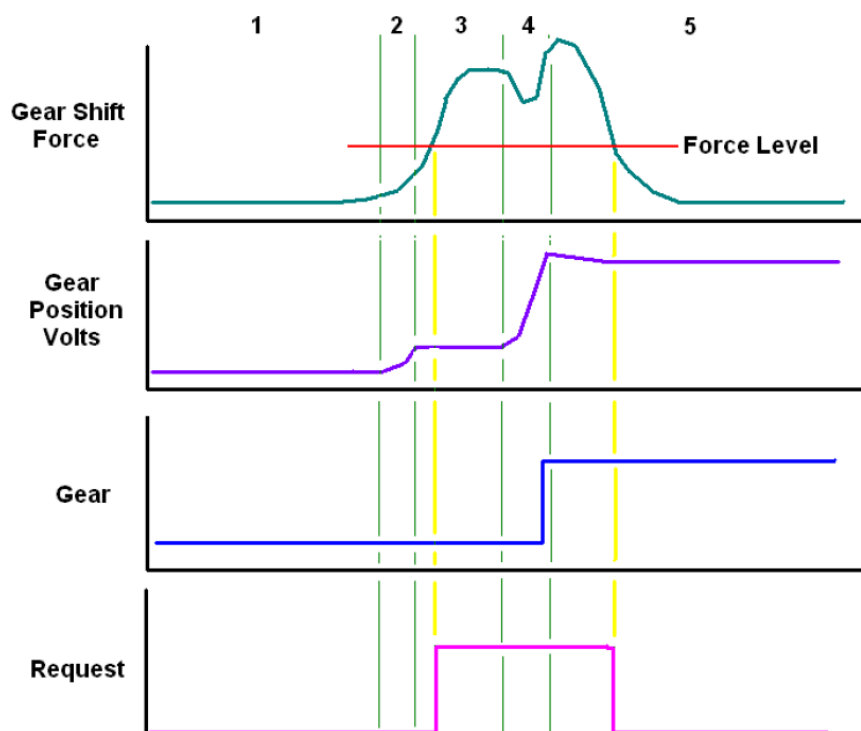
Obr. 39: Průběh předstihu zážehu zapalování v okamžiku přefazení

Odstavení je v odborné literatuře [23] označováno jako „Flat Shift“ nebo „Shift without Lift“. Jak z názvu plyne je takové řízení snížení momentu automatizované. Průběh automatizovaného odstavení je popsán na Obr. 40. Proces odstavení probíhá v následujících krocích:

1. Při zařazeném převodu řidič začíná působit silou na řadicí páku
2. Řidič působí na řadicí páku silou, která otáčí řadicí válec do okamžiku začátku jeho pohybu, přesuvník ještě není kvůli vymezování vůlí v pohybu
3. Vymezení vůlí, řidič cítí zvýšený odpor do okamžiku počátku odstavení
4. Řadicí válec se začíná otáčet a probíhá zasouvání dalšího převodového stupně



## 5. Řidič pouští řadicí páku a řadicí síla se vrací do klidového stavu



Obr. 40: Průběh procesu odstavení (podle [23])

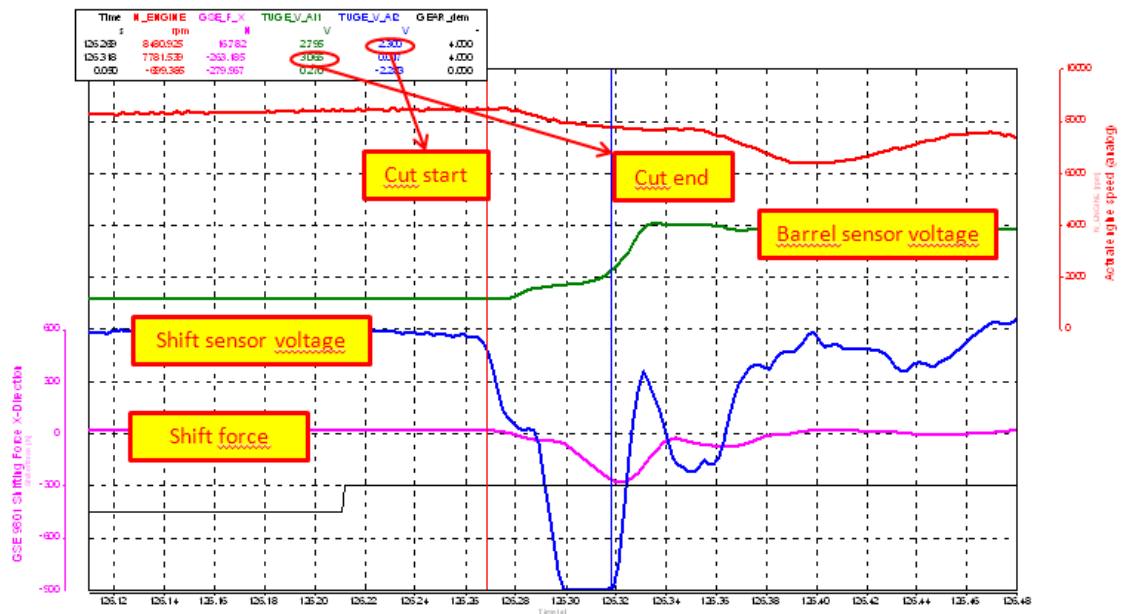
Odstavení motoru je řízeno napěťovým signálem senzoru síly z řadicí páky. Konec odpojení motoru je snímán senzorem natočení válce. Jakmile dojde k natočení řadicího válce o předem definovanou hodnotu, předstih se začne vracet na původní úroveň. Hodnoty napětí těchto senzorů ovlivňují dobu trvání odpojení zapalování pro každý rychlostní stupeň, jsou nastavitelné stejně jako náběh předstihu na normální hodnotu.

	Gear voltage					
Shifter voltage	Reverse/Neutral	1→2	2→3	3→4	4→5	5→6
2.3	1.4	1.84	2.455	3.065	3.67	4.27
1.8	1.4	1.64	2.255	2.865	3.47	4.07
1.8	1.4	1.74	2.355	2.965	3.57	4.17
1.8	1.4	1.79	2.405	3.015	3.62	4.22

**Obr. 41:** Bylo připraveno několik variant doby trvání odstavení. Ta je definována hodnotou napěťového signálu, která přesně určuje začátek/konec odstavení. Variací hodnoty napěťového signálu je možné měnit délku odstavení.

Mezi sledované vlastnosti řazení, které je možné ovlivnit řízením odstavení motoru, patří řadicí čas, řadicí síla a oscilace výstupního momentu. Čas řazení je důležitou veličinou, která při celkovém počtu přeřazení ovlivňuje výsledný čas vozidla pro průjezd rychlostní zkouškou. Cílem je co nejvíce zkrátit čas řazení při zachování nízké ovládací síly, vysoké spolehlivosti řazení a nízkých oscilacích výstupního momentu. Obr. 42 popisuje průběh

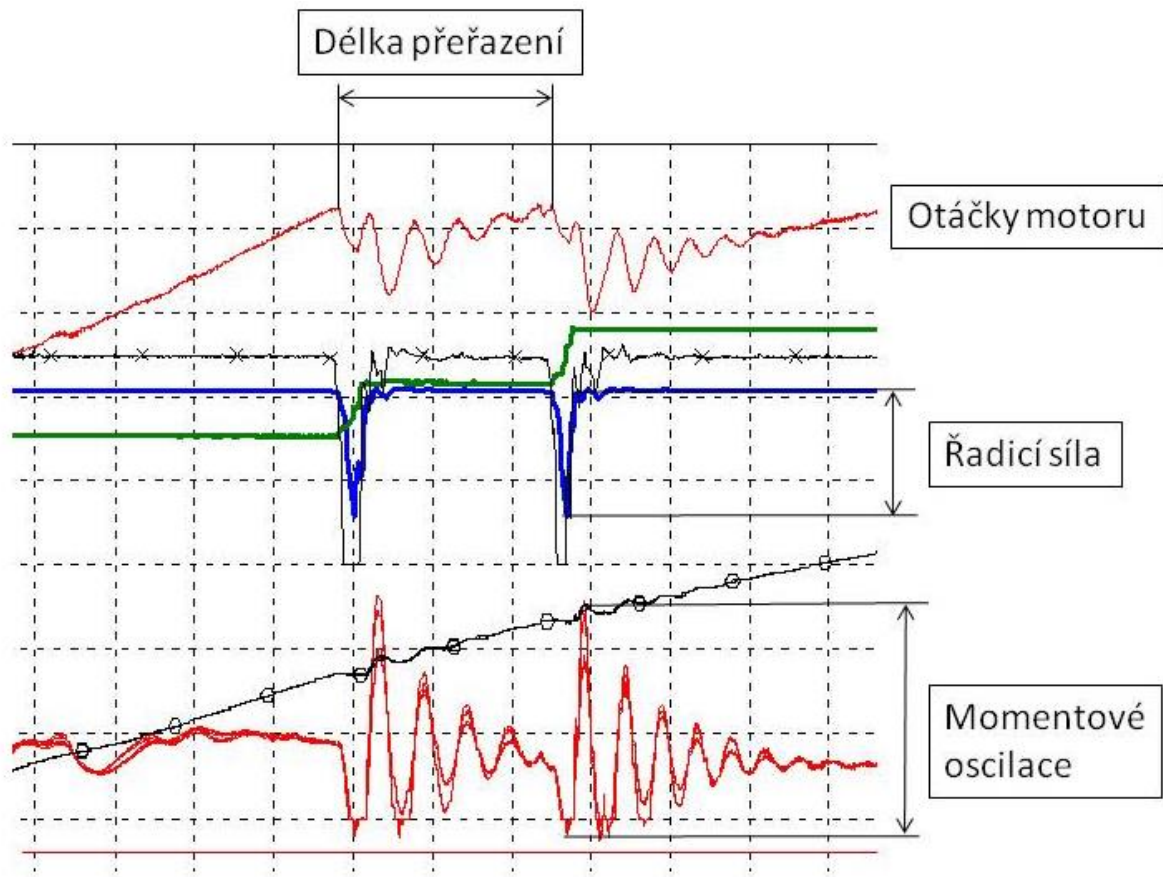
jednotlivých veličin u skutečného automobilu: červená - otáčky motoru, fialová - řadící síla, modrá a zelená - napěťové signály z čidel. Detailně je měřicí procedura popsána v Kapitole 5.9.



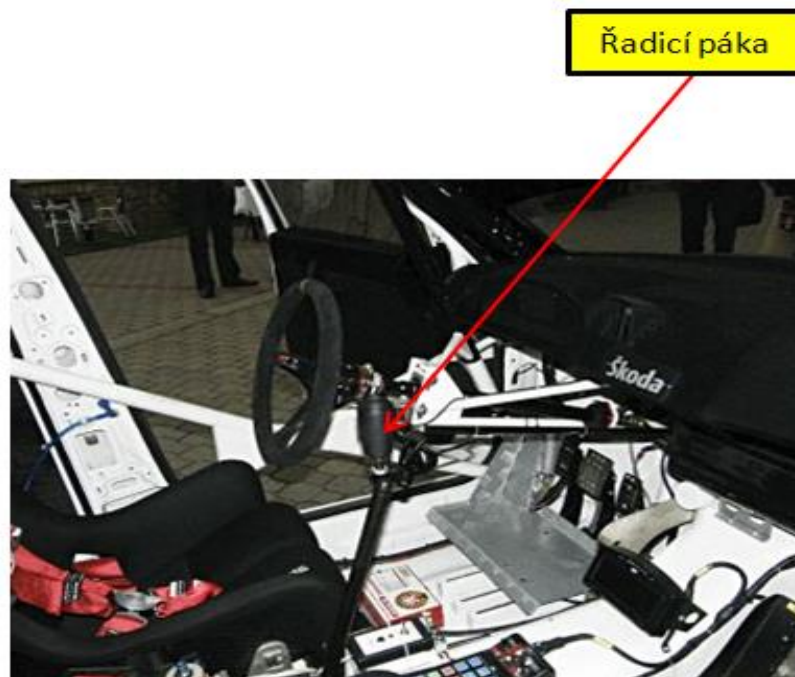
Obr. 42: Charakteristické signály řízení odstavení motoru skutečného automobilu

## 7.1 Struktura systému řazení vozu Fabia S2000

- Struktura systému
  - Řadící páka se zabudovaným senzorem
  - Sestava řadící páky s táhly k ovládání převodovky
  - Senzor natočení řadícího válce
  - Senzor v řadící páce
- Funkce
  - Odstavení začíná, jakmile je poslán signál ze senzoru v řadící páce
  - Zapalování je odstaveno na definovanou hodnotu (~ 30° od HÚ)
  - Jakmile dosáhne válec naprogramované pozice natočení, je vydán signál k návratu na plný výkon (po definované křivce)
- Vstupní charakteristiky řazení
  - Délka odstavení řízena 2 veličinami - senzor válce a řadící páky
  - Tvarem křivky náběhu zapalování
  - HW setup převodovky- zubové spojky, řadící válec
- Výstupní charakteristiky řazení
  - Řadící čas
  - Akcelerační čas
  - Řadící síla
  - Momentové oscilace na dynamometrech - nestabilita, řazení v zatáčce, na sněhu, šotolině,...



Obr. 43: Výstupní charakteristiky řazení

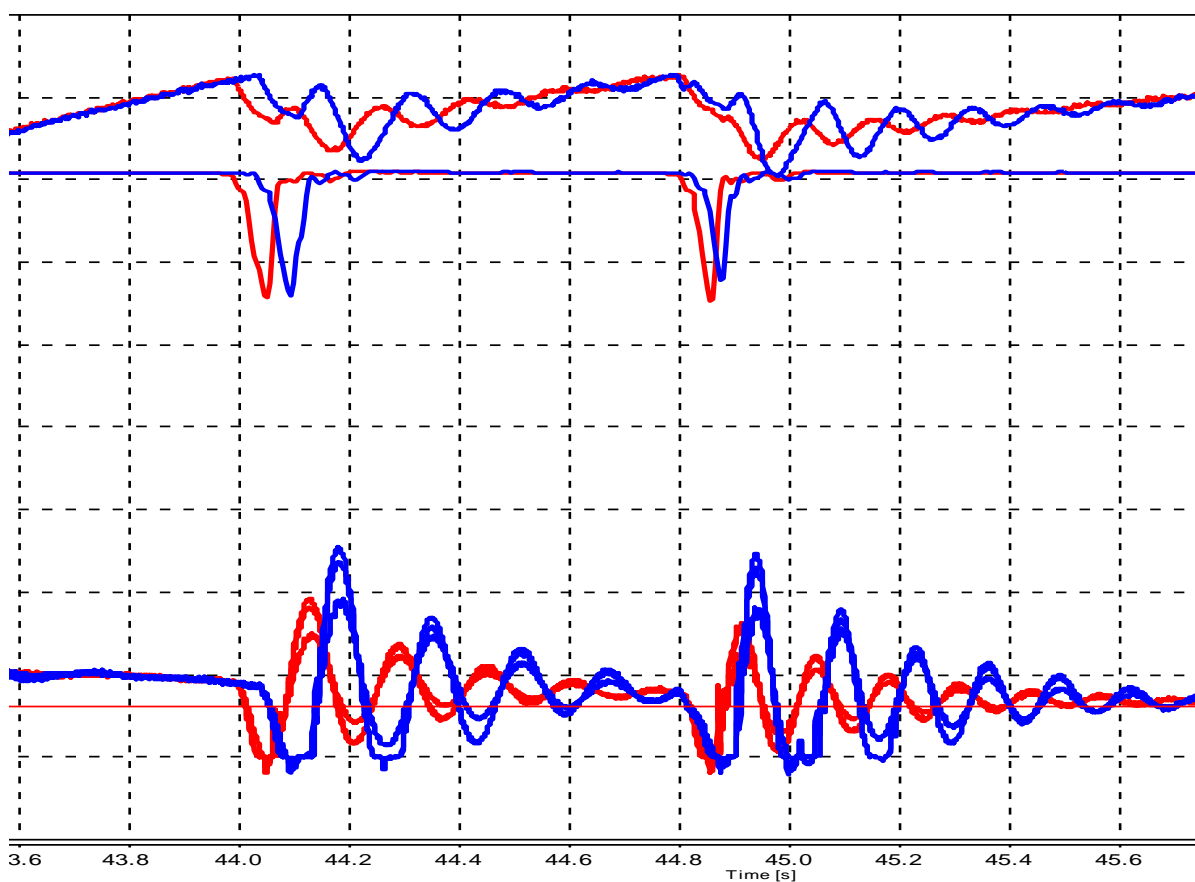


Obr. 44: Ovládání řazení v interiéru automobilu

## 7.2 Analýza náběhu motoru na plný výkon

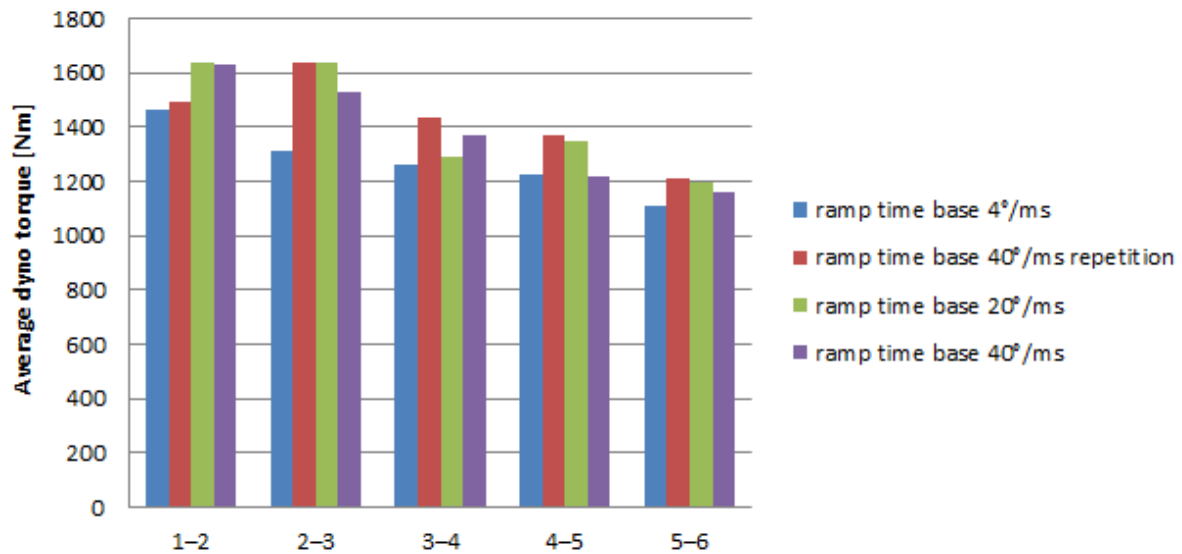
Náběh zapalování je parametr, který významně ovlivňuje průběh výstupních točivých momentů, měřených na kolových dynamometrech. Hnací ústrojí závodního automobilu je ve srovnání s hnacím ústrojím běžného automobilu tužší, a proto dochází k nežádoucímu vlivu oscilací na celé hnací ústrojí, které se přenáší až na pneumatiky. K měření bylo připraveno několik variant náběhu zapalování, u kterých bylo provedeno jejich porovnání, zejména z pohledu momentových oscilací, řadicích sil a akceleračních časů. Tyto varianty se lišily úhlem sklonu náběhu křivky na normální hodnotu předstihu zážehu zapalování, který se pohyboval od  $1^\circ/\text{ms}$  po  $40^\circ/\text{ms}$  tedy od náběhu velmi pomalého po náběh příkrý. Byly testovány následující varianty náběhu zapalování k ověření jejich vlivu:  $1^\circ$ ,  $20^\circ$  a  $40^\circ/\text{ms}$  a  $20^\circ$  s 20 ms prodlevou.

Účelem měření bylo ověřit vliv jednotlivých hodnot náběhu zapalování na charakteristiky řazení skutečného automobilu na testovací stoli. Pomocí numerického modelu pak byla ověřena citlivost modelu na náběh zapalování a korelace s výsledky měření. Analýzou výsledků měření se ukázalo, že pomalý náběh vykazuje mírně delší řadicí časy, ale jeho výhodou je jemnější přeřazení a nízké oscilace. U náběhu  $20^\circ/\text{ms}$  a  $40^\circ/\text{ms}$  s 20 ms zpožděním byly pozorovány také nízké oscilace, ale prodloužení řadicích časů. Ukázalo se, že základní nastavení se jeví jako optimální kompromis mezi rychlostí řízení a ještě přijatelnými amplitudami oscilací.

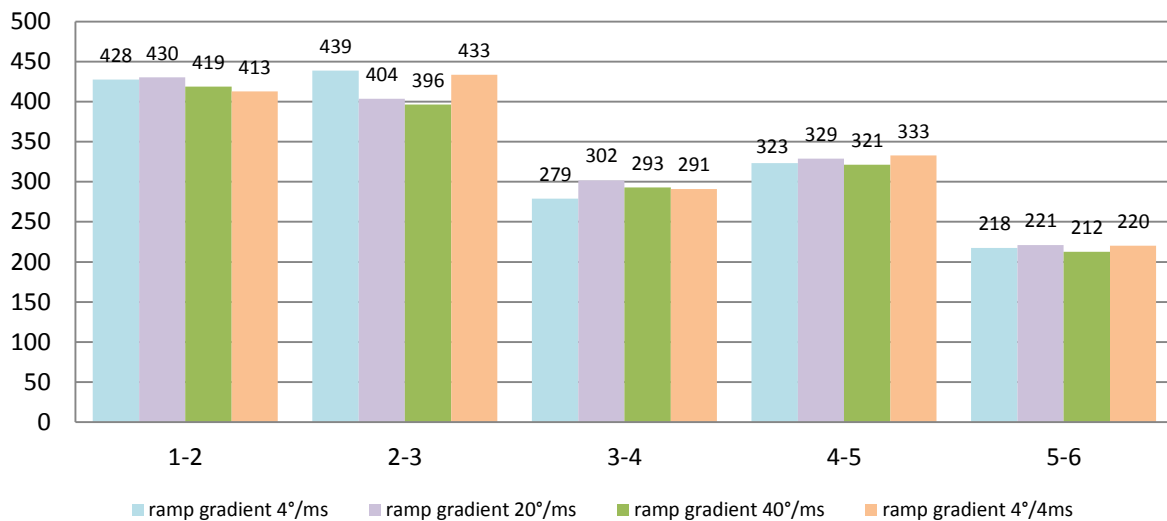


**Obr. 45:** Porovnání výstupních parametrů hnacího ústrojí pro dvě varianty nastavení řízení motoru. Modře – base hodnota, červeně  $20^\circ/\text{ms}$ . Křivky nahore – otáčky motoru, uprostřed – řadicí síla, dole – hnací moment.

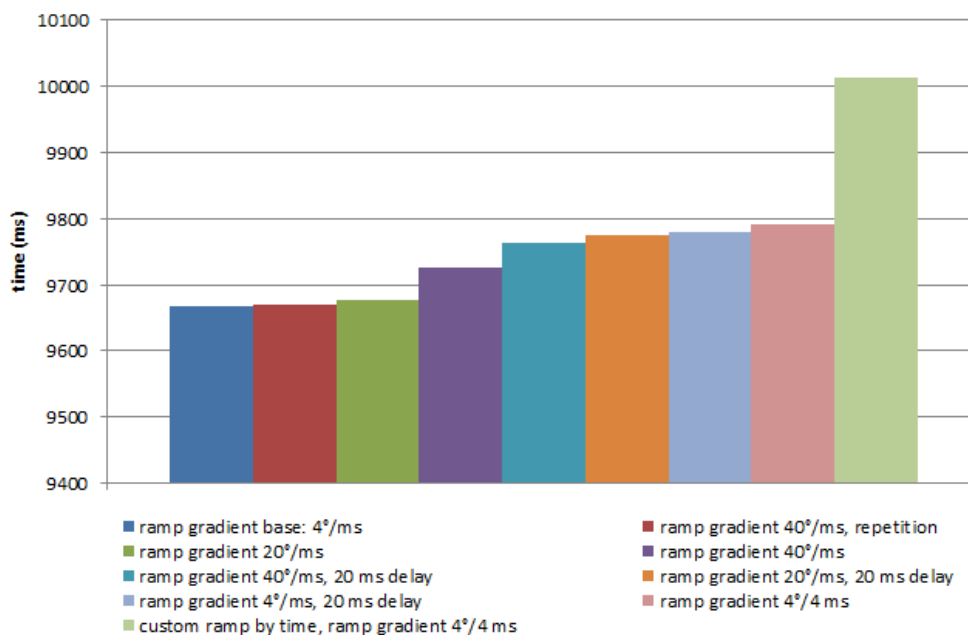
Mezi sledované parametry (a kritéria, podle kterých je vyhodnocován přínos změn) patří: řadicí síla, doba řazení a oscilace výstupních dynamometrů - moment, otáčky.



**Obr. 46:** Porovnání průměrných momentových oscilací pro různé variace náběhu pro všechna přeřazení nahoru. Pomalejší náběh vykazuje nízké oscilace, ale vyšší řadicí čas.



**Obr. 47:** Porovnání řadicích sil pro různé variace náběhu.



**Obr. 48:** Porovnání celkových akceleračních časů pro různé variace náběhu, agresivní náběh vykazuje nízké akcelerační časy.

### 7.2.1 Závěr z měření náběhu zapalování

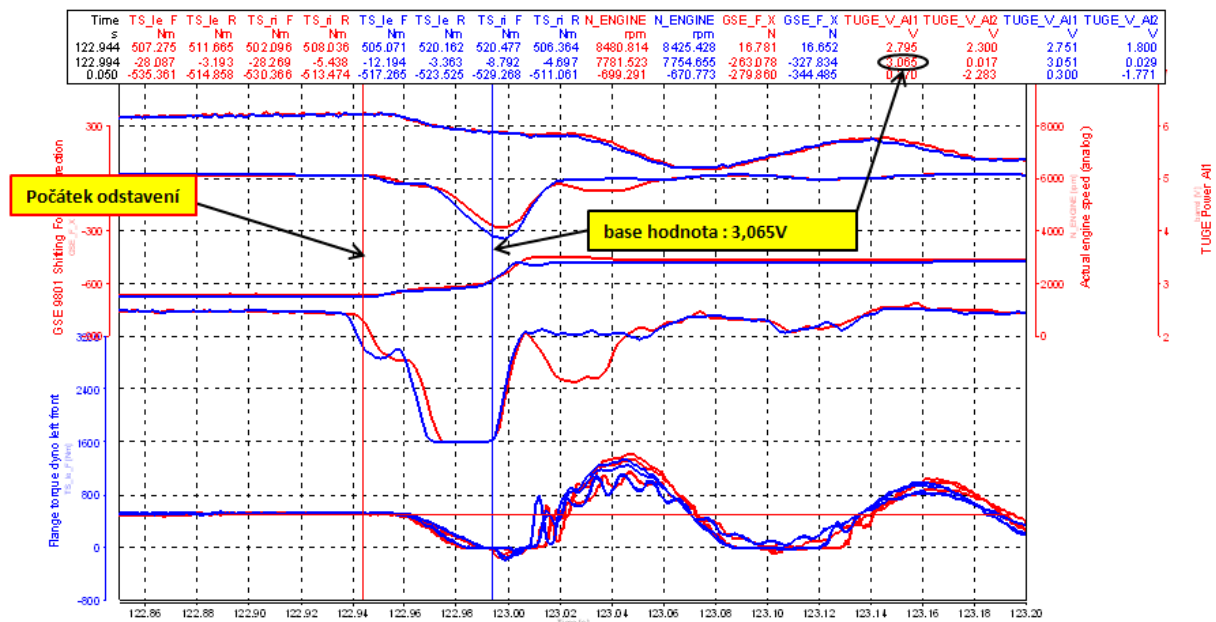
- Gradient nástupu zapalování významně ovlivňuje oscilace výstupních točivých momentů
- Pomalejší nástup způsobuje nižší oscilace, ale delší řadicí čas
- Optimální nástup je kompromisem mezi řadicí silou, řadicím časem a oscilacemi výstupního momentu
- Momentové oscilace mohou být nepříjemné na kluzkém povrchu (šotolina, mokro, sníh nebo led) nebo v případě přeřazení v zatáčkách
- Pomalý náběh vykazuje mírně delší řadicí časy ale jeho výhodou je velmi jemné přeřazení a nízké oscilace
- Náběh 20° ms a 40° s 20 ms opožděním vykazuje také nízké oscilace, ale řadicí časy jsou znatelně vyšší
- Základní nastavení („base“) se jeví jako optimální kompromis mezi rychlostí a ještě přijatelnými oscilacemi

### 7.3 Analýza délky odstavení

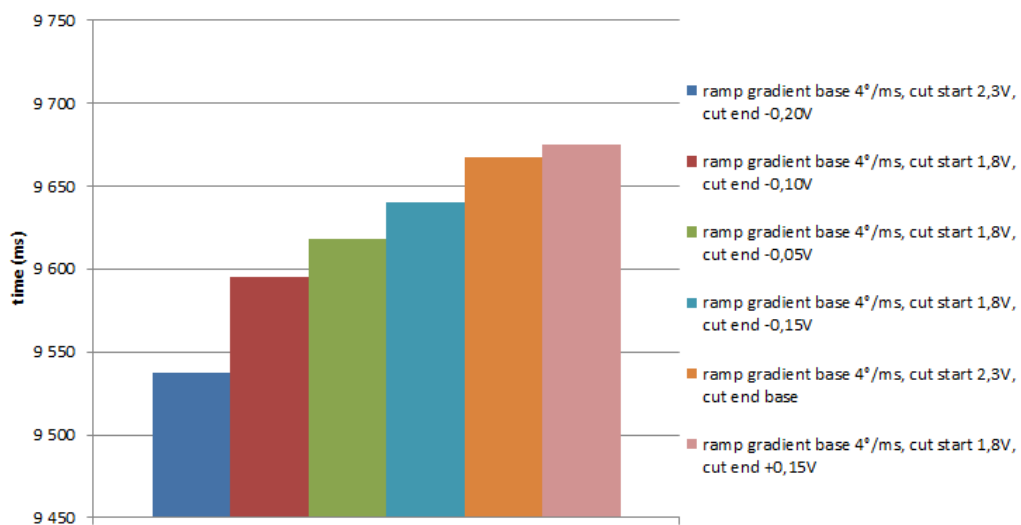
Délka trvání přestavení předstihu zážehu zapalování (odstavení) je dalším z parametrů, který zásadně ovlivňuje řazení. Délkou odstavení se rozumí část křivky průběhu v okamžiku řazení, kdy je předstih zážehu udržován na konstantní hodnotě. Doba odstavení je řízena signály o poloze řadicí páky a úhlu natočení řadicího válce. Začátek odstavení probíhá v okamžiku dosažení předepsaného „předpětí“ řadicí páky, kterému odpovídá předem (v řídící jednotce) definovaná napěťová hodnota signálu. Informace o konci je získána ze senzoru úhlového natočení řadicího válce. Velikost jeho natočení je nutné zvolit jako kompromis mezi dobou řazení a rizikem nedotočení válce, které vzniká při příliš krátké době odstavení, kdy

soustava přijde o kinetickou energii. Dalším parametrem, který je ovlivněn délkou odstavení, je řadicí síla. Z pohledu ovládacího komfortu je výhodné, aby síly, nutné k ovládní převodovky byly co nejnižší, protože se ukázalo, že s klesající dobou trvání snížení hnacího momentu motoru dochází k nárůstu řadicí síly.

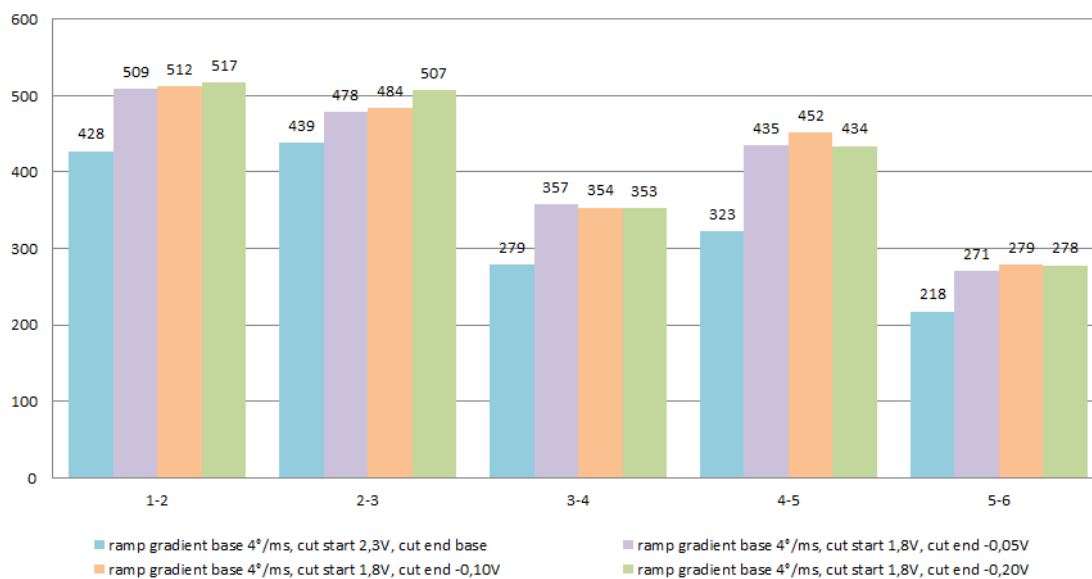
Měření prokázalo, že odstavení by mělo být co nejkratší kvůli co nejnižšímu akceleračnímu času. Současně musí být bezchybně umožněn mechanický proces změny rychlostního stupně. Obecně při pozdním začátku odstavení (nižší napěťový signál) jsou otáčky řazení vyšší a to způsobuje méně oscilací a současně vyšší řadicí sílu. Při extrémně krátkém odstavení je vysoké riziko nedotočení válce.



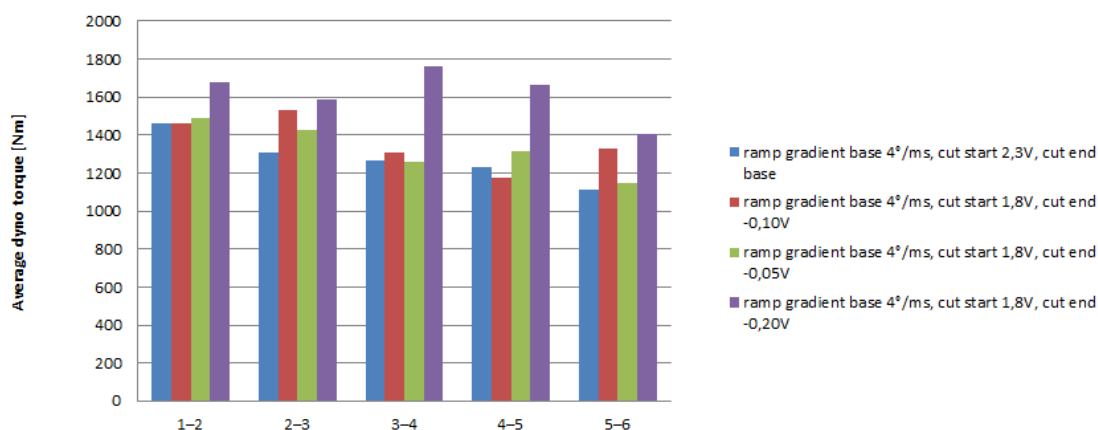
**Obr. 49:** Porovnání původní a zkrácené délky odstavení. Modře je zobrazeno původní nastavení, červeně zkrácené.



**Obr. 50:** Porovnání akceleračních časů pro různé variace délek odstavení, dlouhé časy odstavení prodlužují celkový akcelerační čas



Obr. 51: Porovnání řadicích sil pro různé délky odstavení



Obr. 52: Porovnání momentových oscilací pro různé délky odstavení, krátké odstavení způsobuje vysoké průměrné momentové oscilace.

### 7.3.1 Závěr z měření délky odstavení

Závěrem z analýzy délky odstavení je, že při krátkých časech je velké riziko nedotočení, které je způsobeno nedotočením řadicího válce. Při kratších časech byla také naměřena vyšší řadicí síla. Toto je možné za přispění výsledků simulace vysvětlit tak, že zkrácením času dochází k nárůstu síly, který ruka řidiče není schopna překonat a současně dojde ke zpomalení jejího pohybu ztrátou kinetické energie. Numerická simulace, představená v Kapitole 4, slouží k základnímu ověření vlivu tohoto parametru na funkci zjednodušeného mechanismu. Každá úprava strategie řazení musí být ověřena jízdní zkouškou, protože není možné přesně nasimulovat funkci mechanismu v součinnosti s interakcí jezdce.

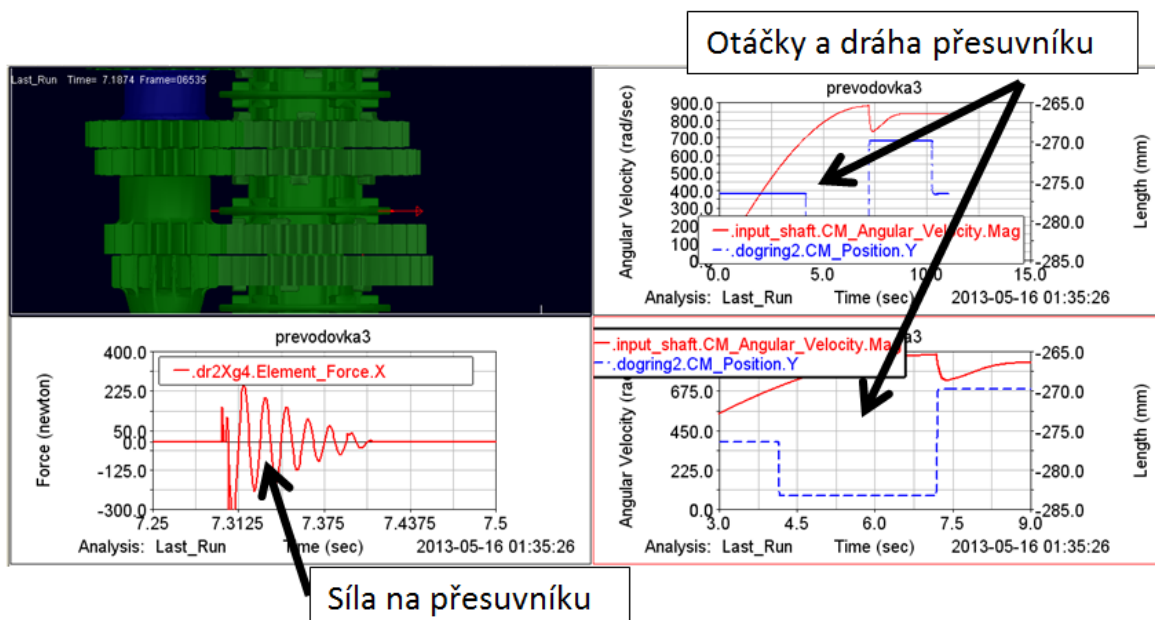
- Kratší odstavení výkonu motoru zkracuje akcelerační čas
- Byly testovány různé verze délek odstavení
- Posunutí hodnoty senzoru řazení 2,3 → 1,8 V- menší propad otáček
- Několik verzí odstavení bylo testováno s příznivým účinkem na akcelerační čas
- Existuje riziko nezařazení při krátkých časech odstavení



- Existuje riziko nedotočení
- Při krátkých časech odstavení byla naměřena vyšší řadicí síla
- Vysoké momentové oscilace u verze - 0,20 V díky velmi rychlému nástupu výkonu
- Řadicí síla mírně vyšší při krátkých časech odstavení

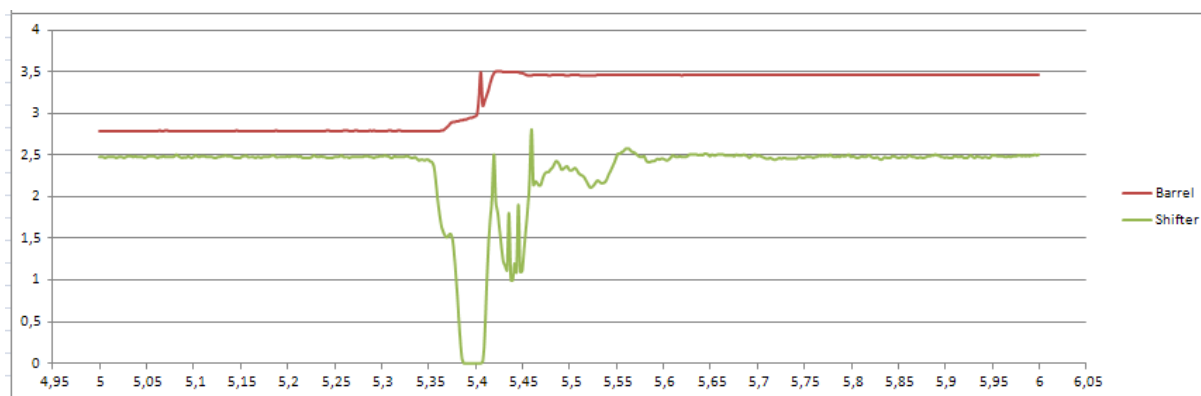
## 7.4 Analýza délky odstavení v numerickém modelu

K simulaci délky odstavení byl použit kinematicky řízený numerický model, který je popsán v Kapitole 5. Pohyb přesuvníku byl řízen charakteristickými křivkami pomocí funkce bod na křivce. Průběh otáček a momentu byl zjednodušen a nahrazen hodnotou, které bylo dosaženo na měřicí stolici pro přeřazení ze třetího na čtvrtý rychlostní stupeň. Hlavním výstupem modelu bylo porovnat vliv délky odstavení na důležité parametry řazení, kterými u této simulace byly: axiální síla působící na přesuvník, průběh oscilací výstupních otáček a hodnota maximální síly. Díky této simulaci byla možná i přesná kinematická analýza vztahu mezi odstavením a pohybem přesuvníku.



**Obr. 53:** Výstupní okno numerického modelu. Mezi zadávané parametry kinematicky řízeného modelu patří: dráha přesuvníku, otáčky hnaného hřídele. Výstupem je průběh síly v přesuvníku.

Odstavení motoru je u skutečného automobilu ohraničeno příslušnými signály, které dávají řídicí jednotce přesnou informaci o tom, kdy a na jak dlouho má zajistit snížení hnacího momentu. Pro účely simulace byla důležitá vzájemná synchronizace snižování hnacího momentu (kterým je odstavení) a pohybu řadicího mechanismu.



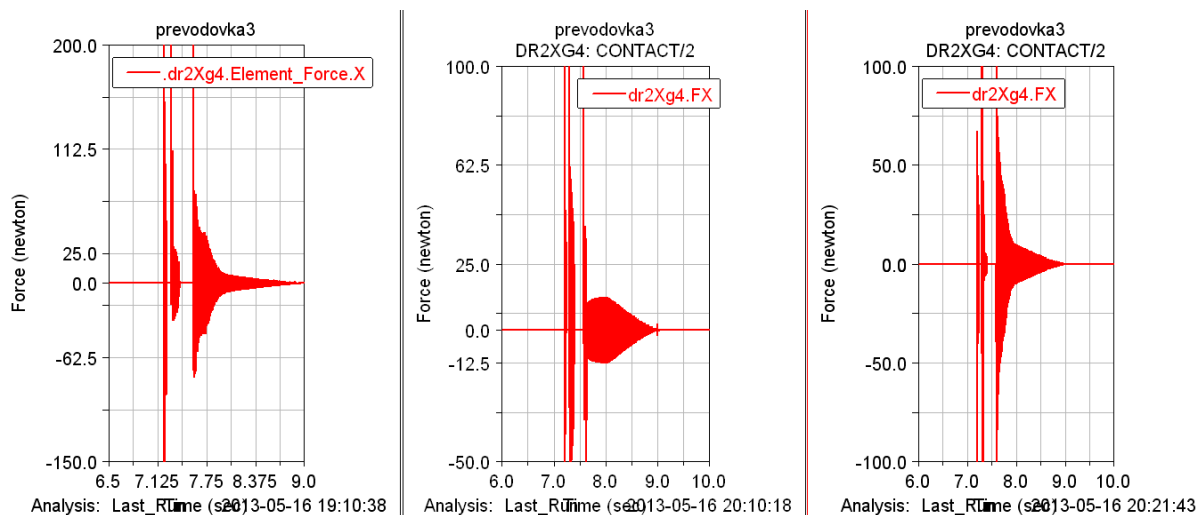
**Obr. 54:** Signály z čidel, které vymezují odstavení. Zelená křivka – senzor v řadicí páce (shifter), červená – senzor - informace o poloze řadicího válce (barrel). Hodnoty shifter: 2,3 V odpovídá cca 7 ms po dosažení maximálních (řadicích) otáček. Řadicí válec - základní nastavení: 3,065 V pro řazení 3 - 4

V kinematickém modelu testováno posunutí okamžiku odstavení (+-5ms). Všechny zaznamenané veličiny byly synchronizovány v čase, a proto bylo možné určit přesnou délku trvání důležitých procesů. Na základě této informace byly připraveny tři vzorky, které se testovaly v simulaci:

- Základní doba odstavení – „base“ nastavení
- -5 ms před začátkem prvního pohybu válce
- +5 ms po začátku prvního pohybu válce

Numerická simulace potvrdila závěry z měření a to především vliv odstavení na charakteristiky řazení (axiální síla simulující odpor při vytahování přesuvníku ze záběru). Jako ukazatel k porovnání vlivu změn byla zvolena síla v přesuvníku ve směru x (podélná osa pohybu přesuvníku). Tato veličina v podobě obsahuje informaci o reakci mechanismu na vnější podněty řazení. Její průběh slouží k posouzení, zda testovaná modifikace zlepšuje proces řazení. Z celkového tvaru křivky a průběhu síly na přesuvníku je možné posoudit velikost oscilací, způsobených různou délkou odstavení a synchronizací s pohybem přesuvníku a načasováním jeho zachycení do záběru.

U varianty, kdy odstavení začíná o 5 ms dříve, bylo pozorováno, že točivý moment motoru nestačí poklesnout tak, jako u základního nastavení. To způsobuje vyšší axiální sílu. Díky tomu je vytažení ze záběru obtížnější a způsobuje zhoršení ovládacího komfortu při současném zvýšení řadicího času. Byla zkoušena i verze, kdy odstavení začalo o 5 ms déle, ve srovnání se základním nastavením. Vliv tohoto nastavení na průběh axiální síly byl minimální. Analýza výsledků průběhu axiální síly ukázala nižší amplitudy v první fázi zachycení přesuvníků a ozubených kol. Průběh druhé fáze je velmi podobný průběhu základního nastavení, ale dochází k rychlejšímu utlumení. Výsledky simulace korespondují se závěry z měření na stoličce, nicméně k posouzení vlivu u reálného automobilu je nutné provést jízdní zkoušku.

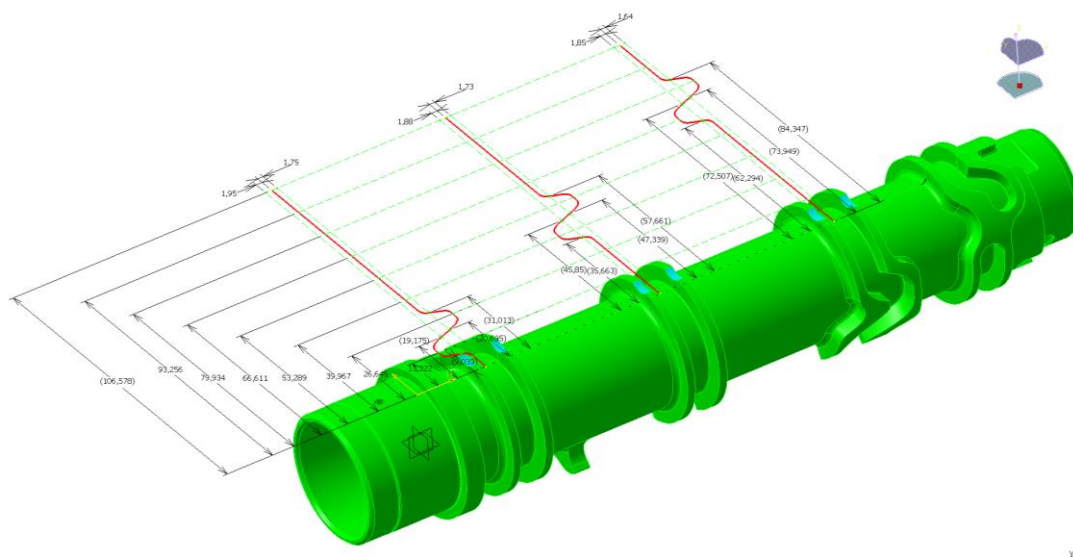


**Obr. 55:** Detail porovnání průběhu axiální síly pro tři varianty nastavení. Z obrázků je patrné, že k pohlčení rázu při řazení, který je způsoben zachycením zubů přesuvníku do záběru a následným utlumením, dochází ve dvou krocích.

Obr. 55 popisuje porovnání průběhu axiální síly pro nastavení odstavení: základní, o 5 ms zkrácené a o 5 ms prodloužené. Z průběhu axiální síly markeru jsou patrné špičkové hodnoty, kterých je dosahováno při simulaci, určené k vyhodnocení vlivu délky řazení na mechanismus.

## 8 Řadicí válec a jeho vliv na proces řazení

Řadicí válec je klíčovým komponentem řadicího mechanismu. Jedná se o dutý, válcový díl, který má po obvodě vyfrézované drážky. Tyto drážky určují pohyb řadicích vidliček. Krokový rotační pohyb válce je převeden na posuvný pohyb řadicích vidliček, v nichž jsou uloženy přesuvníky. Průběh tohoto pohybu je charakterizován funkcí, která řídí pohyb vidliček. Dochází k tomu prostřednictvím kolíků, které jsou umístěny v drážkách. Vidlička dále ovládá přesuvníky, které svými zuby zapadají do mezer mezi zuby na každém kolečku. Tím je umožněno pevné spojení obou hřídelí převodovky a přenos točivého momentu.



**Obr. 56:** Řadicí válec se zvýrazněnými řídicími funkcemi profilu (charakteristická křivka)

Úspěšné přeřazení rychlostního stupně lze popsat jako rychlou a k zubovým spojkám šetrnou změnu. Může být dosažena jen co nejrychlejším pohybem přesuvníku z jednoho převodu na následující za současného odlehčení momentového toku od motoru. Pro životnost boků zubů na kole a přesuvníku je kritická fáze prvního kontaktu, kdy dochází ke značnému zatížení vlivem vysokých kontaktních tlaků. Tuto oblast je vhodné překonat co nejrychleji. Pokud řidič řadí pomalu nebo ovládací mechanismus není dostatečně tuhý, tak dochází ke značnému opotřebení zubů.

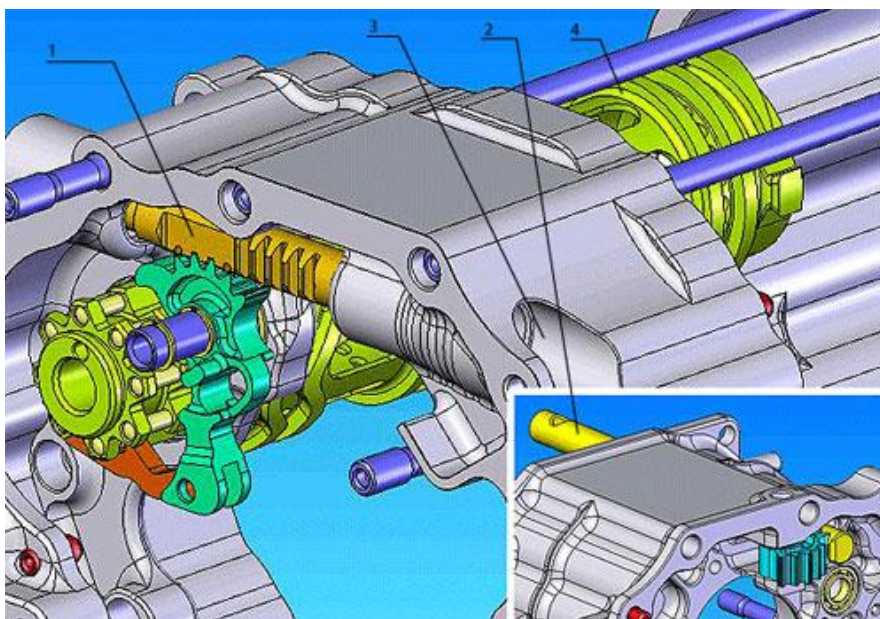
Řadicí válec je konstruován se snahou o co nejnižší moment setrvačnosti, protože jeho setrvačné účinky sil na něj významně ovlivňují ovládací sílu mechanismu. U těchto dynamických dějů také existuje nebezpečí přetočení válce, kterému je sice zabráněno vhodnou volbou tuhosti pružin aretačního mechanismu, ale jejich nevýhodou je zase nežádoucí zvýšení ovládací síly. Tato kapitola popisuje i vliv charakteristické křivky řadicího válce na proces řazení směrem „nahoru“. Mezi základní charakteristiky řazení, které lze pomocí tvaru těchto křivek ovlivňovat patří:

- Ovládací síla mechanismu
- Rychlost řadicího mechanismu
- Rychlost pohybu přesuvníku

## 8.1 Používaná technická řešení

K zajištění sekvenčního (postupného) chodu převodovky se na rozdíl od převodovek v sériových automobilech, kde volba stupně je plně závislá na řidiči a umožňuje přeskočit převodový stupeň, používá u sekvenčních převodovek k ovládní řadicích vidliček tzv. řadicí válec (viz Obr. 56) Řadicí válec má vyfrézovány drážky, ve kterých se pohybují řadicí vidličky. Jeho rotační pohyb je řízen buď mechanicky nebo hydraulicky (viz Obr. 57) podle konstrukce řadicího mechanismu. Tento princip je společný pro všechny sekvenční převodovky. Ovládní celé převodovky a řadicího válce je u jednotlivých motoristických disciplín dáno pravidly pro příslušnou třídu (homologaci). Pokročilé systémy (F1) mají možnost vyhodnotit, v jaké pozici se nalézají přesuvníky a převodová kola a ve vhodný

okamžik umožnit pohyb aktuátoru. Vzájemná pozice zubů na přesuvníku a převodovém kole totiž může významně ovlivnit rychlost řazení. Pro nejrychlejší a nejpřesnější ovládní je výhodný systém s hydraulickým ovládním. Ten sice splňuje pravidla FIA pro F1 a je v současnosti nejpropracovanějším systémem sekvenčního řazení, ale například pro vozy rally třídy S2000, kde jsou kladeny vysoké nároky na maximální předepsanou cenu, je povoleno jen přímé, mechanické ovládní. Toto konstrukční řešení má výhodu v přijatelné ceně a mechanické odezvě ve srovnání s hydraulickým systémem. Pokud totiž dojde k nějaké poruše v převodovce, příp. postavení zubů čely proti sobě, řidič cítí zvýšenou ovládací sílu a může na tuto situaci včas reagovat přizpůsobením chování.



**Obr. 57:** Mechanismus sekvenční převodovky KAPS: 1. Hřebenový převod ovládající mechanismus natočení válce, 2. Napojení mechanického táhla přes ozubené kolo k hřebenovému převodu(1), 3. Připojení hydrauliky pro ovládní hřebenového převodu(1), 4. Řadící válec (Podle [32])

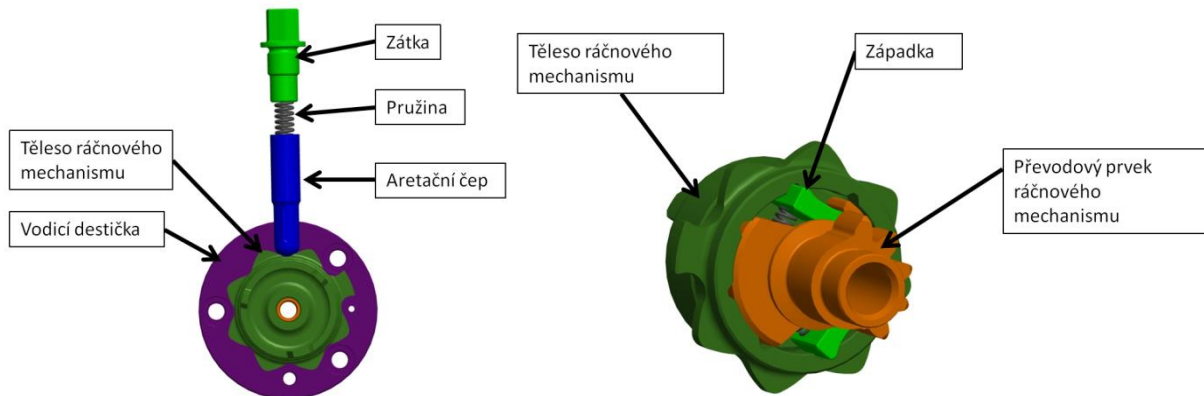
Důležitou částí sekvenční převodovky je mechanismus ovládní řadicího ústrojí. Ten slouží ke spojení ovládacího mechanismu - sestava řadicí páky, táhla a vahadla s aretačním mechanismem, který přímo ovládá pohyb řadicího válce. Na Obr. 58 je popis sestavy aretačního a západkového mechanismu převodovky Xtrac. Tato sestava se skládá z následujících částí:

*Hřeben:* převádí posuvný pohyb řadicího ústrojí na rotační pohyb řadicího válce. Pružina hřebene zajišťuje jeho vracení do základní polohy (reset). Tuhost pružiny je pečlivě vyvážena se silami z ostatních částí řadicího mechanismu. Ráčnový mechanismus umožňuje převod posuvného pohybu na precizně kontrolovaný rotační pohyb řadicího válce k zajištění sekvenčního řazení. Skládá se z následujících komponent:

*Západkový mechanismus:* přenáší otočný pohyb na těleso uložení západek, přes které otáčí řadicím válcem. Pohyb západek je řízen geometrií tvarového prvku - vodicí desky.

*Vodící deska:* umožňuje přesné časování záběru západek a tím řídí dobu, po kterou je řadicí páka přímo spojená s řadicím válcem.

*Aretační mechanismus* - je tvořen aretačním čepem, který slouží k jištění převodu v záběru v součinnosti s aretačním prvkem, proti kterému působí. Tuhost pružiny aretace je nutné sladit s celým mechanismem, protože v první fázi zdvihu čepu dochází díky ní ke zvyšování odporu, zatímco ve druhé fázi již síla pružiny napomáhá pohybu mechanismu.



Obr. 58: Aretační a západkový mechanismus

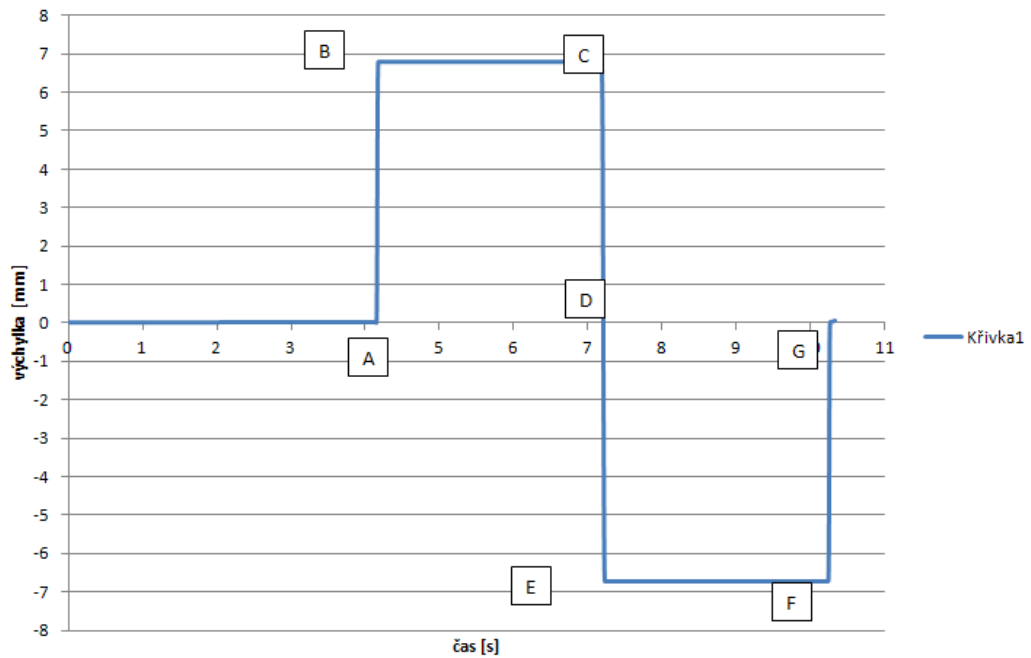
## 8.2 Návrh charakteristických křivek

Křivka řadicího válce je charakterizována funkcí, která se skládá z několika částí. V oblasti prvního kontaktu zubů je výhodná vysoká rychlost přesuvníku. V tomto okamžiku je nutné, aby byla kinetická energie přesuvníku co nejvyšší pro spolehlivé zachycení do záběru. Návrh křivek probíhá v následujícím pořadí:

### 1. Definování matematické funkce křivky

K popisu pohybu vidličky (přesuvníku) jsou u vačkových mechanismů používány tzv. SVAJ diagramy: ( $s$ : displacement,  $v$ : velocity  $v = \frac{\partial s}{\partial t}$ ,  $a$ : acceleration  $a = \frac{\partial^2 s}{\partial t^2}$ ,  $j$ : jerk  $j = \frac{\partial^3 s}{\partial t^3}$ ). Příklad takového diagramu je na Obr. 60.

### 2. Vymezení dráhy přesuvníku



**Obr. 59:** Vymezení dráhy přesuvníku, který slouží k řazení mezi třetím a čtvrtým rychlostním stupněm.

Popis dráhy přesuvníku podle Obr. 59:

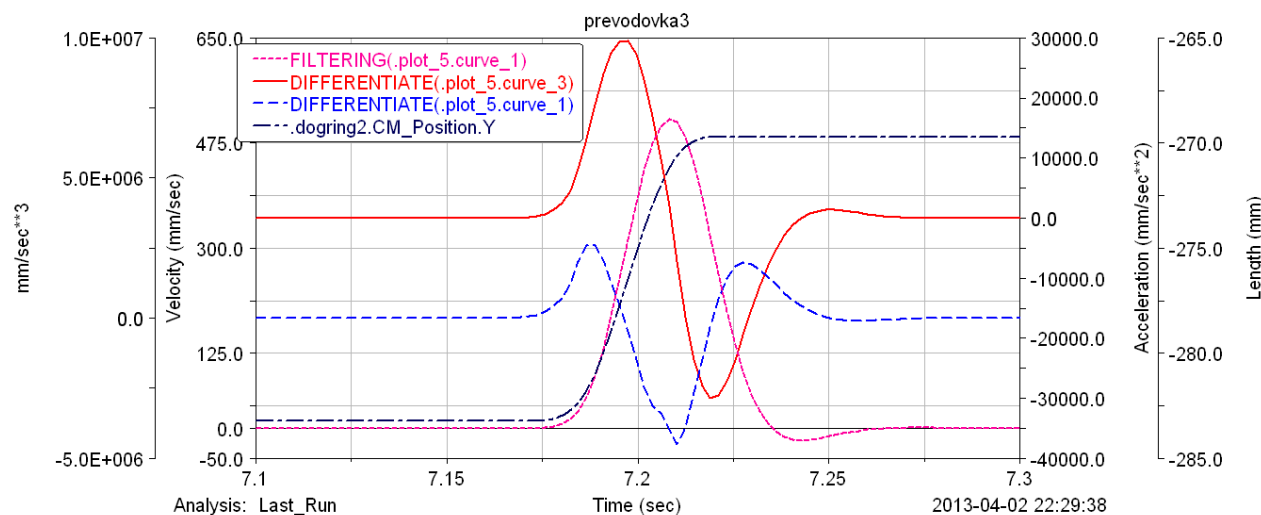
- A→B: řazení třetí rychlosti
- B→C: doba, po kterou je zařazen třetí rychlostní stupeň
- C→D, D→E: řazení ze třetí na čtvrtou rychlost
- E→F: doba, po kterou je zařazen třetí rychlostní stupeň
- F→G: vyřazení čtvrté rychlosti

### 3. Polynomická funkce

Obecný tvar polynomické funkce je popsán následující rovnicí:

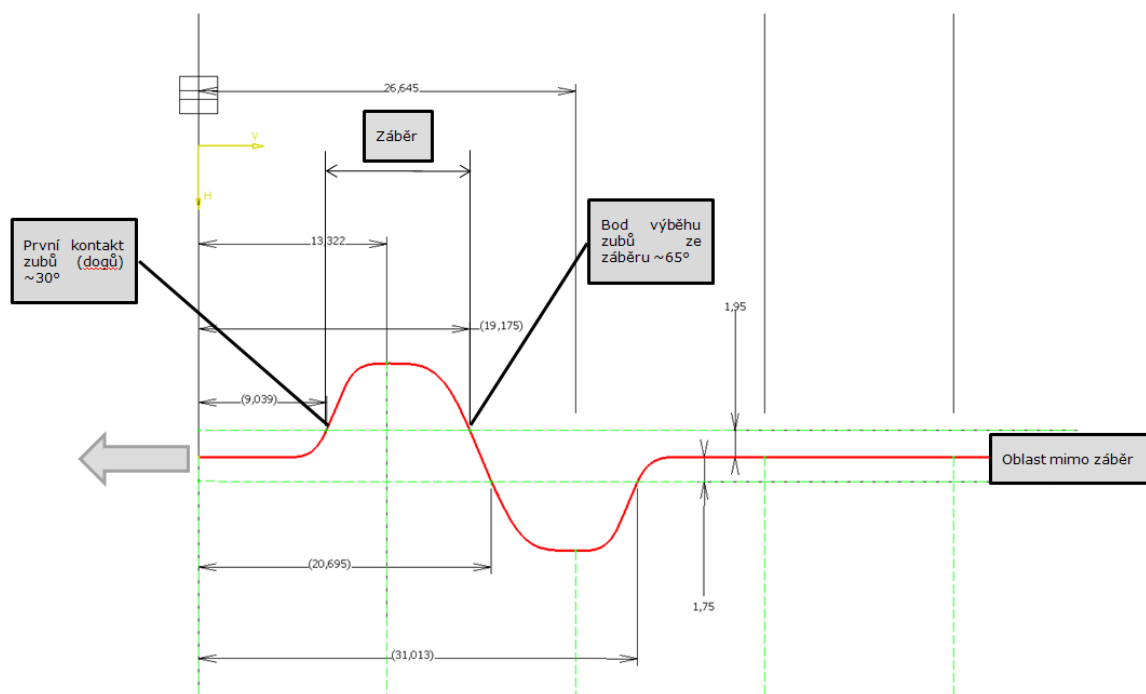
$$s = C_0 + C_1x + C_2x^2 + C_3x^3 + C_4x^4 + C_5x^5 + C_6x^6 + \dots + C_nx^n$$

Kde:  $x$  je proměnná a  $C$  konstanta, která charakterizuje okrajové podmínky křivky v příslušných bodech.



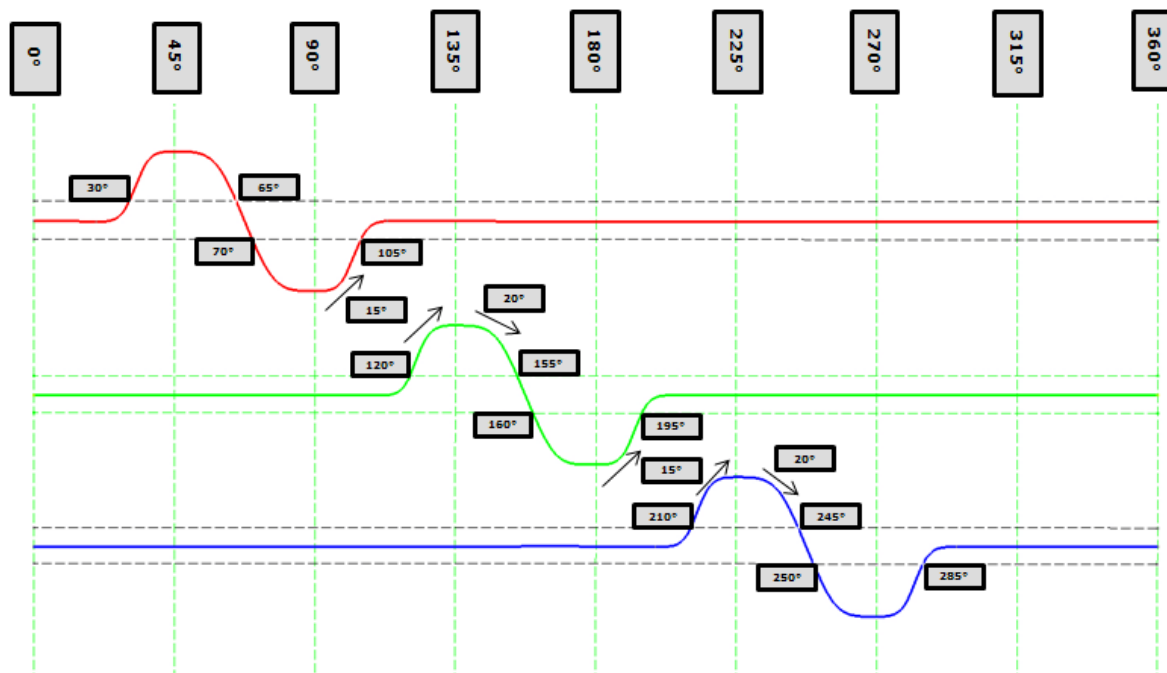
Obr. 60: SVAJ diagram základní verze křivky

Při návrhu křivky řadicího válce byly dány parametry jako zdvih přesuvníku a průměr, na který je křivka promítnuta. Ty jsou dané konstrukcí mechanismu a zástavbovými možnostmi. Úpravou křivek je možné dosáhnout jiného průběhu (SVAJ diagram) v oblasti C-E. Tím lze významně měnit charakteristiky řazení. Cílem navrhované úpravy bylo připravit optimalizované řešení při zachování rozměrů řadicího válce. Obr. 61 a 62 popisují důležité oblasti charakteristických křivek. Patří sem vymezení oblasti záběru – Obr. 61 a také popis stavu řadicího mechanismu při natočení, které je dáno aretačním mechanismem – Obr. 62.



Obr. 61: Popis charakteristických bodů křivky drážky řadicího válce se znázorněnou oblastí vstupu/výstupu ze záběru. Tyto hodnoty jsou vyjádřeny v hodnotě úhlu natočení válce, ale délce na křivce od počátku (po jejím rozvinutí)





**Obr. 62:** Popis charakteristických kroků pootočení řadicího válce ve vztahu k řadicímu mechanismu

Popis kroků řadicího válce podle Obr. 62. Jednotlivé kroky úhlů natočení řadicího válce jsou v horní části obrázku. Charakteristické body (podle Obr. 61) jsou uvedeny u příslušné křivky.

Pro křivku prvního přesuvníku (červeně) platí pro níže uvedené úhly natočení:

- 25°- pokud při pohybu řadicího válce do úhlu natočení 25° dojde ke snížení ovládací síly, tak se válec obvykle resetuje - vrátí na původní rychlostní stupeň, protože západka nebude ještě deaktivovaná
- 30°- vlečená západka se poprvé začíná deaktivovat
- 45°- řídicí západka se dotkne dorazu, aretační čep je v dolní úvrati, rychlost je zajištěna

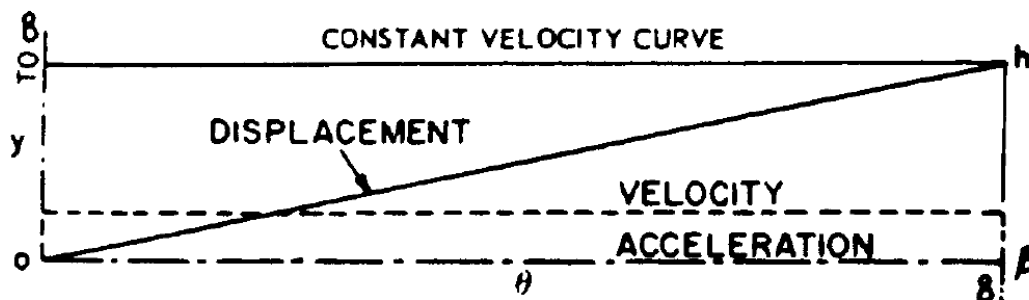
Geometrie drážek, používaných u řadicích válců sekvenčních převodovek, je charakterizována křivkami dvojího profilu:

- a) Křivky konstantní rychlosti: mají přímočarý průběh posuvu. Jejich posuv je stejnoměrný, mají konstantní rychlost a nulové zrychlení. Jejich charakteristiky jsou následující:

$$\text{Posun: } y = h \cdot \frac{\varphi}{\beta} \quad (8.1)$$

$$\text{Rychlost: } v = \frac{y}{t} = \frac{h}{T} \quad (8.2)$$

$$\text{Zrychlení: } a=0 \quad (8.3)$$



Obr. 63: Křivka konstantní rychlosti [22]

- b) Křivky konstantního zrychlení: tyto křivky mají stejnou absolutní hodnotu zrychlení v kladném i záporném směru. Mají prudkou změnu akcelerace v přechodovém bodě. Tato charakteristika zrychlení je čini nevhodné pro nízké rychlosti pohybu.

$$v = v_0 + at \quad (8.4)$$

$$v^2 = v_0^2 + 2ay \quad (8.5)$$

$$y = v_0 t + 0,5at^2 \quad (8.6)$$

$$y = 0,5 \cdot (v_f + v_0)t \quad (8.7)$$

Kde:

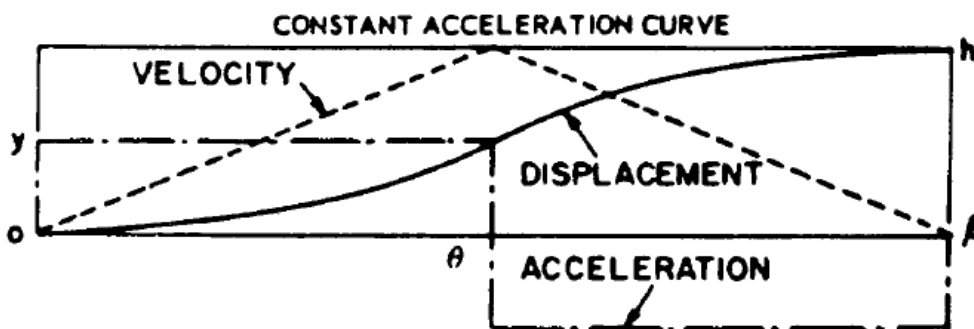
$v_0$ [mm/s]	- počáteční rychlost
$v_f$ [mm/s]	- koncová rychlost
$a$ [mm/s <sup>2</sup> ]	- zrychlení
$y$ [m]	- posuv

Z pohledu změny lineární a úhlové polohy jsou jejich charakteristiky následující:

$$\text{Posun: } y = 2h \cdot \left(\frac{\varphi}{\beta}\right)^2 \quad (8.8)$$

$$\text{Rychlost: } v = \frac{4h(\varphi/\beta)}{T} \quad (8.9)$$

$$\text{Zrychlení: } a = \frac{4h}{T^2} \quad (8.10)$$



Obr. 64: Křivka konstantního zrychlení [22]

Kde:

$a$ [mm/s <sup>2</sup> ]	- lineární zrychlení kolíku
$v$ [mm/s]	- lineární rychlost kolíku
$h$ [mm]	- celkový posuv

$y$ [mm]	- posuv kolíku v libovolném bodě
$\beta$ [°]	- úhlová dráha pro posuv $h$
$\varphi$ [°]	- úhlová dráha vačky pro posuv $y$
$t$ [s]	- doba otočení vačky o $\varphi$
$T$ [s]	- doba otočení vačky o $\beta$

### Kontaktní napětí

Při návrhu vačkového mechanismu, kde je použit válcový vačkový princip mechanismu, je k výpočtu kontaktního tlaku použit vztah, vycházející z Hertzovy rovnice. V případě této disertační práce nebyl konstruován nový řadicí válec, a proto došlo jen k ověření, zda kontaktní tlaky upravených křivek odpovídají hodnotám u původní geometrie. K ověření byl použit zjednodušený model v programu ADAMS. Kontaktní napětí mezi dvěma tělesy po aplikaci na vačkový mechanismus odpovídá podle [22]:

$$S_c^2 = \frac{0,35P_n \left( \frac{1}{R_c + R_f} + \frac{1}{r_f} \right)}{L \cdot \left( \frac{1}{E_c} + \frac{1}{E_f} \right)} \quad (8.11)$$

Kde:

$E_c$ [MPa]	- modul pružnosti materiálu vačky
$E_f$ [MPa]	- modul pružnosti materiálu kolíku
$C$ [-]	- konstanta radiusu
$M$ [-]	- materiálová konstanta
$P_n$ [N]	- normálová síla k profilu vačky
$R_c$ [mm]	- rádius křivky
$S_c$ [Pa]	- kontaktní napětí
$L$ [mm]	- šířka kontaktní plochy
$r_f$ [mm]	- rádius kolíku

Po zjednodušení má rovnice tvar:

$$S_c = (10) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_n C}{LM}} \quad (8.12)$$

Proces návrhu vačkového mechanismu lze podle [22] shrnout do následujících kroků:

1. Stanovení střední křivky a čepu (kolík)
2. Určení charakteristických bodů a krajní polohy přesuvníku, body indexace mechanismu
3. Určení radiusu křivky v charakteristických bodech
4. Určení kontaktních úhlů v kritických místech
5. Určení poloměru křivosti v bodech s maximálním zrychlením
6. Určení hodnot maximálního zrychlení
7. Určení setrvačných účinků v místech s maximálním zrychlením

## 8. Určení síly, normálové síly a kontaktního napětí

Výpočet tohoto typu vačkového mechanismu probíhá jako výpočet následujících hodnot:

*Úhel kontaktního tlaku*

$$\tan\gamma = \frac{57,3C_v h}{R\beta} \quad (8.13)$$

Kde R je vnější poloměr křivky. Maximální hodnota  $\gamma$  by měla být kolem  $30^\circ$ .

*Poloměr křivosti*

Na Obr. 59 jsou 2 body A a B velmi blízko u sebe. Aplikací výše uvedených rovnic dostáváme vztah pro blízkou aproximaci poloměru křivosti:

$$\Delta s = \frac{\pi RB}{180N} \quad (8.14)$$

$$\Delta y = y_z - y_A \quad (8.15)$$

$$R_c = \frac{\sqrt{\Delta s^2 + \Delta y^2}}{\sin(\gamma_B - \gamma_A)} \quad (8.16)$$

Kde:

B [mm]	- celková úhlová dráha
N [mm]	- počet bodů
$\gamma$ [°]	- úhel kontaktního tlaku

*Výpočet dráhy*

Obvyklým postupem je konstrukce křivek do roviny a jejich následné promítnutí na válcovou plochu. Popis křivky je potom řízen následujícími rovnicemi:

$$y = K \cdot h \quad (8.17)$$

$$\varphi_n = \frac{n}{N} \beta \quad (8.18)$$

$$S = \frac{2\pi R\beta}{360} \quad (8.19)$$

$$s_n = \frac{5}{N} \quad (8.20)$$

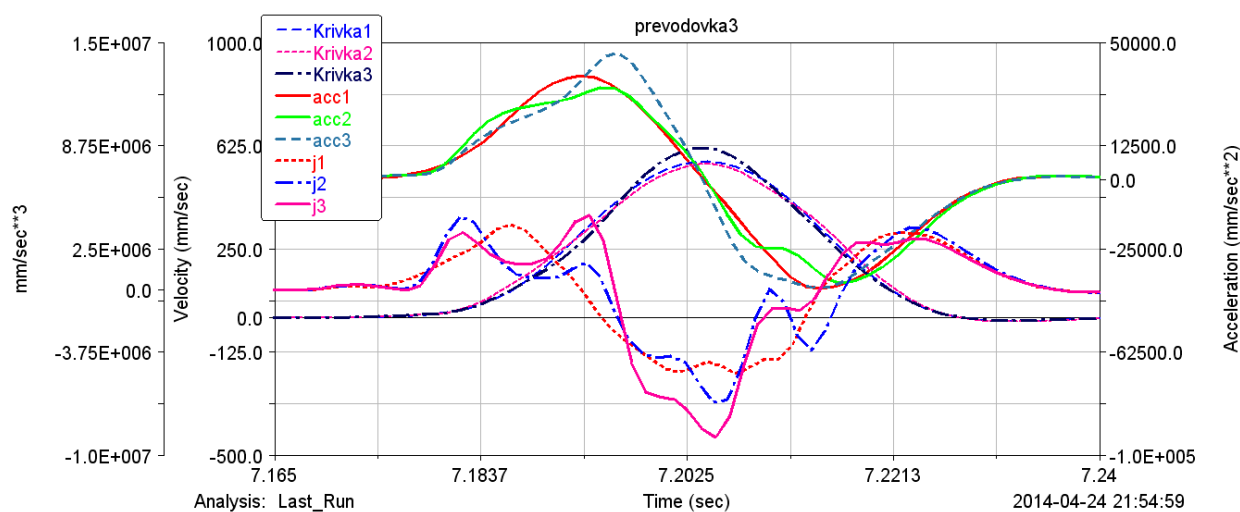
Kde:

n [mm]	- pozice bodu
N [-]	- počet kroků

### 8.3 Vyhodnocení vlivu charakteristických křivek pomocí numerického modelu

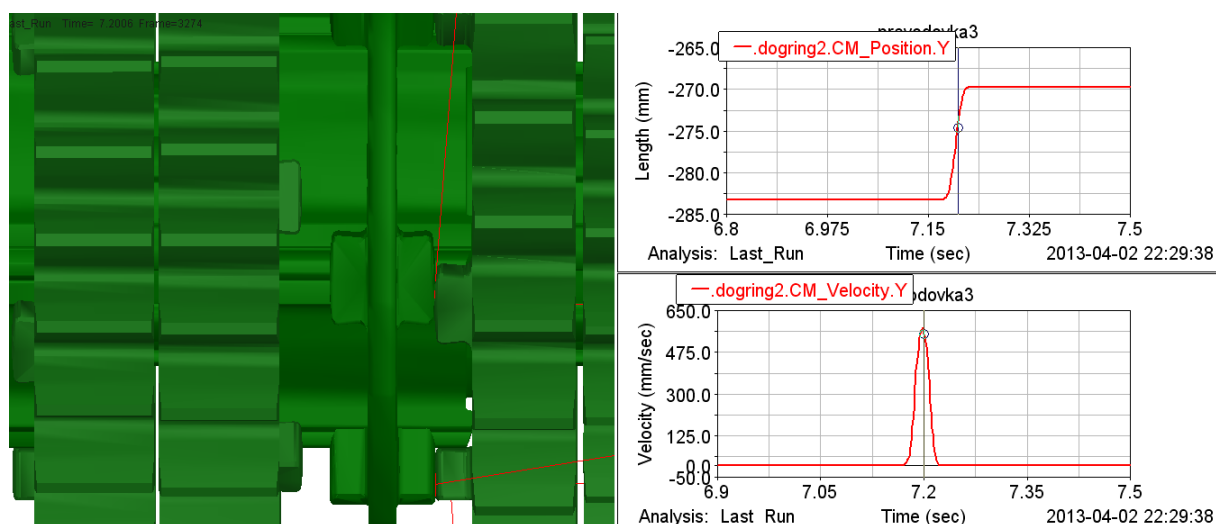
K ověření vlivu křivek byly připraveny dva alternativní profily, jejichž cílem bylo srovnání s Křivkou1 (stávající geometrie navržená výrobcem). Ty byly importovány do numerického modelu a pak došlo k vyhodnocení jejich vlivu na průběh otáček hnací hřídele. K vyhodnocení vlivu změn je použit kinematicky řízený model, vycházející z okrajových podmínek praktické simulace, která proběhla na měřicí stolici AVL. U modelu je zaznamenávána síla a moment v ose posuvu. Tyto dvě veličiny jsou použity k porovnání vlivu všech tří křivek.

Řídící funkce křivek byla změněna v oblasti, kde dochází ke změně převodového stupně. Model byl řízený kinematicky, rychlost otáčení řadicího válce byla přepočítaná při znalosti vstupní rychlosti řadicí páky. Okrajové podmínky numerického modelu byly pro analýzu vlivu křivek na proces řazení stejné. Na Obr. 65 je SVAJ diagram pro všechny tři charakteristické křivky. Z obrázku je patrné, že při zachování zástavbových rozměrů bylo dosaženo jiného průběhu zrychlení v charakteristických bodech, popsanych na Obr. 61. Pro zajištění co nejvyšší porovnatelnosti měření tak došlo k nahrazení jen části křivky, ohraničené pohybem přesuvníku- vysunutí třetího stupně ze záběru a zasunutí čtvrtého převodového stupně do záběru



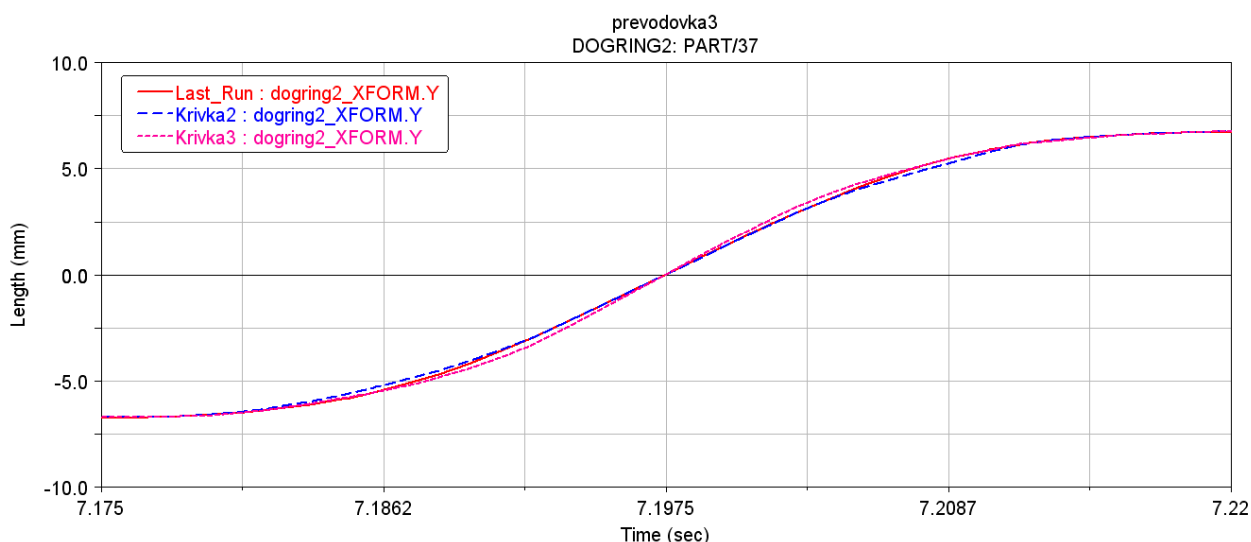
**Obr. 65:** Průběh rychlosti, zrychlení a ryvu pro 3 verze křivek. Průběh první, druhé a třetí derivace podle času popisuje trend příslušných křivek.

Okamžik prvního kontaktu zubů přesuvníku a převodového kola je těsně za vrcholem na křivce průběhu rychlosti přesuvníku na Obr. 66. Ke kontaktu dojde v okamžiku, který zajišťuje dostatek kinetické energie pro eliminaci možnosti odskočení a zablokování mechanismu.



**Obr. 66:** První kontakt přesuvníku s převodovým kolem

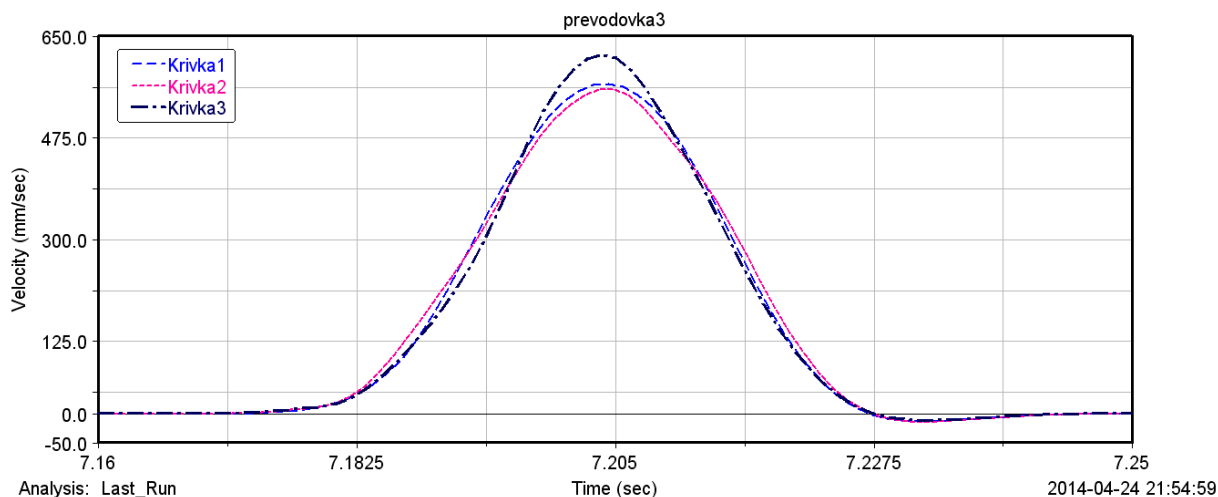
Tvar profilu charakteristické křivky drážky má zpočátku mírný náběh a postupně dochází k jeho prudkému nárůstu. Počáteční fáze profilu křivky pomalu roste pro zachování nízkého odporu mechanismu a snadného otáčení válce. Když je válec pak uveden do pohybu, tak křivka profilu znovu roste, aby bylo dosaženo žádoucí vysoké rychlosti přesuvníku v oblasti prvního kontaktu čelních zubů na kroužku a převodovém kolečku. Profil drážky, definovaný polynomičnou funkcí, má výhodu v lepším řízení pohybu řadicí vidličky než profil, který je řízený křivkou konstantní rychlosti nebo zrychlení. V případech, kdy změna převodu vyžaduje pohyb dvou řadicích spojek, je výhodné využít „překrytí“, aby se zamezilo falešnému neutrálu před zasunutím spojky do záběru. Obě vidličky se v takovém případě synchronně pohybují a tím dojde k úspoře řadicího času.



**Obr. 67:** Průběh posuvu v detailním pohledu na okamžik řazení ze 3. na 4. rychlostní stupeň.

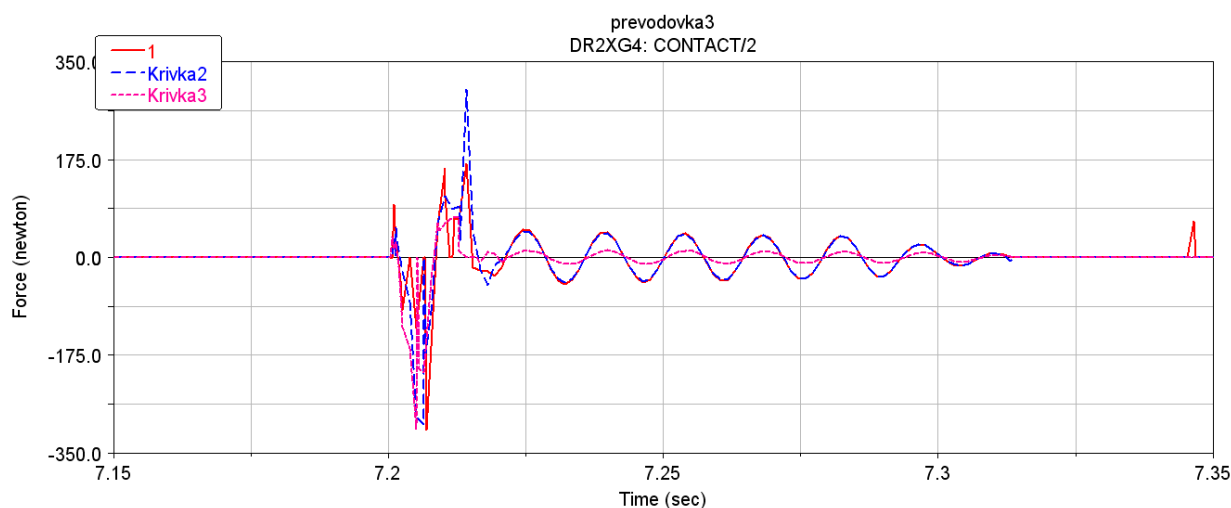
Cílem při přípravě alternativních křivek bylo zachování podobných vnějších rozměrů drážky, které významně ovlivňují vyrobiteľnost a geometrii dalších komponent mechanismu řazení (západkový a aretační mechanismus a přesuvníkové spojení) při současném odlišném

průběhu zrychlení u každé z křivek. Na základě podobné geometrie pak byly připraveny křivky s odlišnými hodnotami rychlosti a akcelerace v oblasti, kde dochází ke změně převodového stupně. Obr. 67 a 68 popisují průběh posuvu a rychlosti u všech tří testovaných charakteristických křivek.



**Obr. 68:** Průběh rychlosti v okamžiku řazení, ve srovnání s původní křivkou mají křivky 1 a 2 jiné maximální hodnoty rychlosti přesuvníku.

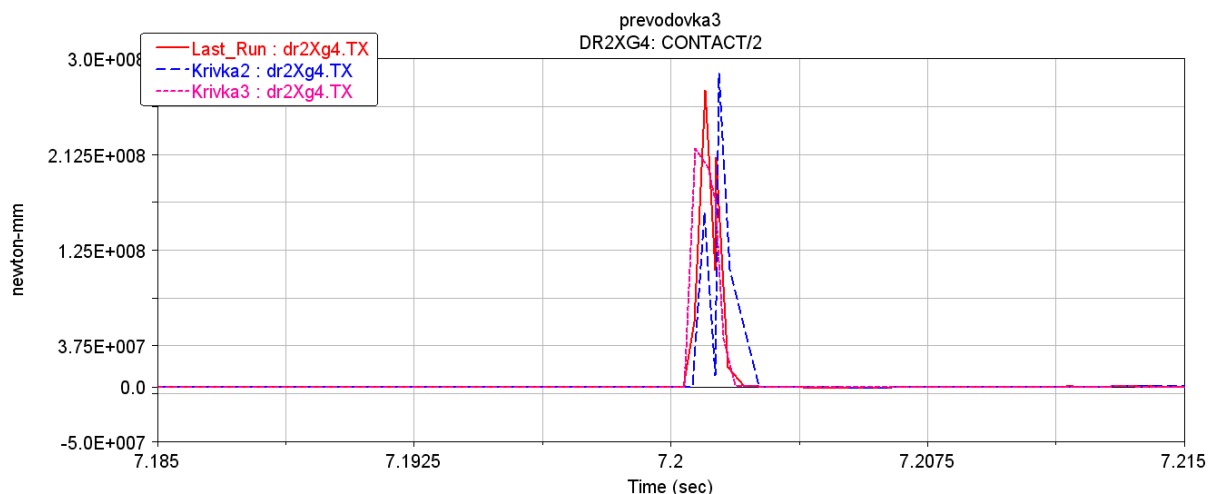
Výpočet prokázal citlivost soustavy na rychlost v oblasti prvního kontaktu. U Křivky3 byla maximální rychlost i zrychlení nejvyšší. U Křivky2 je průběh rychlosti podobný s průběhem Křivky1, ale v oblasti prvního kontaktu má podobné zrychlení, které potom roste příkřeji než u ostatních dvou variant.



**Obr. 69:** Síla v axiálním směru

Na Obr. 69 je porovnání axiální síly, která slouží k vyhodnocení chodu mechanismu řazení pro jednotlivé modifikace křivek řadicího válce. Barevně jsou odlišeny jednotlivé křivky. Z obrázku je patrné, že fáze jednotlivých oscilací jsou stejné, nicméně u Křivky3 jsou

amplitudy výrazně nižší, a proto tato varianta vykazuje lepší parametry řazení z hlediska rázu, který je generován a následně přenášen celou soustavou až po kola.



**Obr. 70:** Momentový ráz mezi přesuvníkem a kolem 4. rychlostního stupně v okamžiku prvního kontaktu až po zasunutí zubů do záběru. Křivka 3 vykazuje nejnižší hodnotu amplitudy momentu.

Na Obr. 70 je průběh rázového momentu, měřený mezi přesuvníkem a kolem čtvrtého rychlostního stupně. Je patrné, že u všech tří verzí charakteristických křivek dochází ke značnému rázu v okamžiku prvního kontaktu, ale u Křivky3 je amplituda tohoto rázu podstatně nižší. Tento ráz je přenášen na celé hnací ústrojí, a proto je u této varianty značný potenciál k příznivému ovlivnění procesu řazení zejména z pohledu ovladatelnosti celého automobilu.

Výsledky numerické simulace potvrdily vliv charakteristických křivek na velikost a průběh řadicí síly i momentového rázu na proces řazení. Jedním z vlastních návrhů byla geometrie drážky řadicího válce podle Křivky3, u které navržením vhodného tvaru bylo dosaženo nejvyšší maximální rychlosti v okamžiku zasouvání rychlostního stupně do záběru. Podařilo se tím dosáhnout nižšího momentového rázu při podobném průběhu síly na přesuvníku jako u křivky, navržené výrobcem. Pozitivní vliv navrženého řešení je zejména snížení rázu, díky kterému nedojde k vybuzení tak silných oscilací hnacího ústrojí jako u původního řešení. Další z výhod tohoto řešení je možnost použití stávajícího aretačního mechanismu.

## 9 Míra naplnění stanovených cílů práce

V úvodní části této práce byly zformulovány její hlavní cíle, tedy vyvinutí vlastního postupu ke zlepšení klíčových parametrů řazení sekvenční závodní převodovky a analýza vlivu geometrie jednotlivých konstrukčních uzlů na zkrácení času řazení. Byl vytvořen přehled konstrukčních řešení, která jsou používána v současnosti a detailně popsán princip funkce sekvenční převodovky a jejího ovládání. Byly zformulovány klíčové parametry, které jsou sledovány u závodní sekvenční převodovky, jejich vliv na ovladatelnost vozidla a ovládací komfort. Tento bod byl splněn v Kapitole 3.



Dalším bodem byla stručná specifikace požadavků použitím metody EDS. Byl vytvořen přehled technických systémů a jednotlivá konstrukční řešení byla na základě kritérií pomocí metody EDS vzájemně ohodnocená a porovnaná v Kapitole 4.

Jedním z hlavních cílů práce byl vývoj a stavba dynamického modelu v programu ADAMS, představeného v Kapitole 5. K verifikaci tohoto modelu byla použita data z měření na speciální testovací stolici ve firmě AVL. Ta byla cenným nástrojem nejen pro ladění modelu, ale i k pochopení, jak funguje celé hnací ústrojí v laboratorních podmínkách ve skutečném jízdním režimu. Součástí Kapitoly 5.5 a PŘÍLOHY č. 4 je detailní popis jednotlivých vazeb, použitých v modelu a jejich nastavení. Testovací stolice a její možnosti byly popsány v Kapitole 5.9.

Hlavním splněným cílem, který má výstup do provozu tohoto automobilu, je analýza vlivu vybraných uzlů na proces řazení z pohledu snížení řadicího času a zlepšení uživatelského komfortu. Byla vyvinuta vlastní metodika posuzování s cílem maximální efektivity při postupu optimalizace a následného testování v reálném provozu. Významným přínosem představeného řešení je kombinace výhod numerické simulace a praktického měření na speciální stolici.

Vliv úhlu zubů přesuvníků, křivek řadicího válce a řízení motoru na řadicí mechanismus jako dominantní prvky, které je možné u skutečné převodovky měnit, je splněným cílem, prezentovaným v Kapitole 6. Přínos této kapitoly je v ověření vlivu úhlu boku zubu na proces řazení. Jedním z důležitých cílů při přípravě alternativ konkrétních technických řešení byla i technologická realizovatelnost těchto úprav. To činí tuto práci jedinečným nástrojem s výstupem do skutečného provozu automobilu na závodní trati. Verifikace modelu na zkušební stolici činí jeho výstupy pro plánované zaměření hodnotným prostředkem. Simulační model představuje robustní nástroj k efektivnímu posouzení vlivu změn geometrie a umožňuje rychlé vyhodnocení pro přípravu experimentálních vzorků, které jsou následně podrobovány jízdnímu testu. Jeho výstupy kompletně splňují stanovené cíle práce.

## 10 Závěr

Jedním z cílů disertační práce bylo vypracovat přehled důležitých parametrů, které ovlivňují řadicí čas sekvenční převodovky při řazení vyšších rychlostních stupňů. Na základě dlouhodobé zkušenosti oddělení Škoda Motorsport s provozem závodních automobilů s tímto typem převodovek byly vytipovány konstrukční uzly s potenciálem zlepšení. Ty pak bylo možné podrobit detailnímu rozboru. Postup řešení disertační práce byl orientovaný na praktické využití získaných poznatků. Při optimalizaci vybraných oblastí sehrála významnou roli i proveditelnost a praktická realizovatelnost navrhovaných změn. Všechna navržená technická řešení respektovala homologační předpisy tak, aby je bylo možné použít v automobilu.

Představený dynamický model v programu ADAMS byl stavěn s důrazem na možnost rychlé variace vybraných parametrů a vyhodnocení přínosu jednotlivých změn. Jako vhodné kritérium pro porovnání jednotlivých variant byla stanovena axiální síla v přesuvníku a průběh otáček, příp. momentů na hřídelích. Vytvořený dynamický model byl vyladěn pomocí hodnot naměřených na testovací stolici.

Za pomoci simulace byl ověřen vliv charakteristických křivek řadicího válce na průběh řadicí síly i řadicí čas. Byly popsány silové poměry v této oblasti a vyhodnocen vliv jednotlivých variant na systém. Na základě rozboru funkce a načasování mechanismu byly připraveny dvě alternativní geometrie charakteristických křivek. Ukázalo se, že tvar křivek má vliv zejména na průběh oscilací, které jsou vybuzené rázem při přeřazení. Výpočtem byla ověřena modifikace charakteristické křivky.

Značný prostor byl v disertační práci věnován vlivu řízení motoru na proces řazení. Simulace se ukázala jako cenný nástroj k přípravě návrhů nastavení, které byly potom otestovány v reálném provozu. Pomocí simulace byl pochopen význam a vliv jednotlivých parametrů řízení motoru a díky využití měření byl verifikován model a ověřeny jednotlivé varianty nastavení na měřicím standu. Došlo i k otestování sady výsledků, připravené na základě numerické simulace. Tyto varianty byly připraveny na základě požadavků reálného provozu a to zejména s cílem otestovat variantu nastavení řízení motoru s co nejkratším řadicím časem při zachování vysoké spolehlivosti. Z výsledků jízdního testu plyne, že varianta nastavení s co nejkratším řadicím časem občas způsobovala nedořazení rychlostního stupně, a proto byla z dalšího testování vyřazena.

K objasnění vlivu úhlu geometrie zubů bylo široce využito znalostí a postupů, používaných u konvenčních (synchronních) převodovek. Na základě popisu tohoto konstrukčního uzlu byly připraveny CAD modely s modifikací úhlu - 0 a 2,5° a pomocí simulace došlo k jejich porovnání se stávající variantou. Výsledky potvrdily všeobecně známý fakt, že bez komplexní modifikace celého řadicího mechanismu je samotný přínos změny geometrie omezený.

Vyvinutím softwarového modelu, jeho odladění na základě měření a příprava úprav, které vedly ke zkrácení řadicího času, byl tak splněn hlavní cíl této práce. Kombinací MBS modelu a provedeného měření je tak představen komplexní nástroj ke zlepšování užitečných vlastností sekvenční převodovky v rally automobilu.

## 11 Použitá literatura

- [1] Hubka, V., Eder, W.E. *Design Science*, London, Springer, 1996, ISBN 3- 540-19997-7
- [2] Eder, W. E.; Hosnedl, S. *Design Engineering: A Manual for Enhanced Creativity*. 1. issue. Boca Raton, Florida USA: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2008. 588 pp. ISBN 978-1-4222-476
- [3] Socin, R. J., Walters, L. K. *Manual transmission*, 1968, SAE paper 68008
- [4] Lanzerath, G., Patzer, H. *Synchronizer blocker ring with organic lining*, 1986, SAE paper 860384
- [5] McCord, L. *Gylon friction material for transmission synchronizers*, 1986, SAE paper 860382

- [6] Ohtomo, M. *Synchronizer rings made of resin and iron alloy for pin-type blocking synchronizers used in heavy vehicles*, 1989, JSAE Rev., 10(4), 71–74.
- [7] Sykes, L. M. *The Jaguar XJ220 triple-cone synchronizer – A case study*, 1994, SAE paper 940737
- [8] Koga, H., Anzai, K. *Development of manual, transmission 3-cone synchronizer*, 1988, JSAE Rev., 9(4), 102–104
- [9] Abdel-Halim, N. A., Barton, D. C., Crolla, D. A., Selim, A. M. *Performance of multicone synchronizers for manual transmissions*, 1997, Proc. Instn, Mech. Engrs, Part D: J. Automobile Engineering, 214, 55–65
- [10] Murata, S., Mori, Y., Doi, T., Takada, T., Nogichi, Y. *Synchronizer and shift system optimization for improved manual transmission shiftability*, SAE paper, 1989, 891998
- [11] Ghaem, H. *Contribution a` l`e`tude des mate`riaux de synchronisation*, 1994, Ph.D. Thesis, University Paris VI
- [12] Paffoni, B., Progri, R., Gras, R., Blouet, J. *The hydrodynamic phase of gearbox synchromesh operation: the influence of radial and circumferential grooves*, 1997, Proc. Instn Mech. Engrs, Part J: J. Engineering Tribology, 211, 107–116
- [13] D’Orazio, A., Caudano, M., Uberti, M., Urbinati, M. *Multicone synchronizer dynamic modeling and experimental bench test rig to improve manual transmission shiftability*, 2001, Proceedings of the JSME International Conference on Motion and Power Transmissions, Fukuoka, Japan, pp. 649–656.
- [14] Kim, J., Sung, D., Seok, C., Kim, H., Song, H. *Development of shift feeling simulator for a manual transmission*, 2002, SAE paper of the second bump force peak. The study of spline 2002-01-2202
- [15] Roper, H., Yang, J. *Die Qualitat des Schaltkraft- Internal excitation and effects in gear changing verlaufs beim Gangwechsel manuell geschalteter Getriebe*, 1998, VDI Berichte, (1393), 321–354
- [16] Hohn, B. R., Pinnekamp, B. *Hochschaltkratzen bei kalten Pkw-Schaltgetrieben* 1995, VDI Berichte, (1175), 435– 451
- [17] Goto, Y., Yagi, Y., Morimoto, Y., Kawasaki, M. *Shift feel in manual transmissions – an analysis of unsmooth shifting and gear clashing*, 1988, JSAE Rev., 9(4), 52–55

- [18] Shinbata, K., Nakamura, N. *Achievement of theoretical quantitative evaluation method and effective countermeasures for manual transmission nibble*. 1991, SAE paper 91524
- [19] Moir, G. B. *An investigation into objective measures of gear-shift quality*, 1995, Proc. Instn Mech.Engrs, Part D: J Automobile Engineering, 209, 273–279
- [20] Boka, G. *Shifting Optimization of Face Dog Clutches in Heavy duty Automated Mechanical Transmissions*, Budapest, 2011, Ph.D. Thesis, University of Technology and Economics
- [21] Laird, M. P. B., Lawton, B. and Gregory, R. P. *Dog clutches for rapid gear changes in automotive gearboxes*, 1990, International Conference, Gearbox Noise and Vibrations, 103-112
- [22] Moon, C.H. *Cam Design: A Manual for Engineers, Designers and Draftsmen*, 1961, AMCAM Corporation
- [23] Kolektiv autorů MoTeC Research Centre, *Gearchange Ignition Cut*, Technical Note, 2009
- [24] Leitner, J. *Transmission simulation with ADAMS- Interface ECS Software GESIM to ADAMS and Gear Module for ADAMS*, 2000, 15th European ADAMS Users' Conference Rome, Italy, Technical paper 9
- [25] Mühlmeier, M., Minen, D. *ADAMS Simulation of a Prototype Car for Le Mans Race*, 1999, MSC ADAMS Users Support Papers
- [26] Kalmbach, K. *Potentials and development methodology for transmissions with dog clutches*, 2009, Hofer Powetrain GmbH
- [27] Zettler, R. *Dynamical Simulation of GearShift Processes in BMW Motorcycle Gearboxes.*, SimPack User Meeting, 2011, Salzburg
- [28] Lindkvist, L. *ADAMS/View Powertrain Model.*, Volvo Car Corporation, Transmission 1996
- [29] Goetz, M. *Integrated Powertrain Control for Twin Clutch Transmissions*, 2005, University of Leeds School of Mechanical Engineering
- [30] Johnson, M.L. *Gearbox Efficiency and Lubrication*, 2009, Sumitomo Drive Technologies, Improving Energy Efficiency through Lubrication- White Paper
- [31] Matějka, R. *Vozidla silniční dopravy I.*, Bratislava: ALFA, 1990, ISBN 80-05-00392-7

## ELEKTRONICKÉ ZDROJE:

- [32] Dostupný z: <http://www.kaps-transmissions.com>
- [33] Dostupný z: <http://www.motec.com>
- [34] Dostupný z: <http://www.xtrac.com>
- [35] Dostupný z: <http://www.mscsoftware.com>
- [36] Dostupný z: <http://www.avl.com>

## 12 Použitý software

- [1] Microsoft Office
- [2] Matlab R2009b
- [3] AutoCAD 2009
- [4] Pro Engineer WF4
- [5] MD Adams Car 2011

## 13 Seznam publikovaných prací disertanta

## PŘÍSPĚVKY VE SBORNÍKU:

- [I] Vlček, J., Vlček, M., Němec, L. *Common Rail Diesel Injection Parts*, Proceedings of 9th International Scientific Conference on Advanced Engineering, Computer Aided Design and Manufacturing, Vela Luka, Korčula, Croatia, 2011, s 77-78. ISBN 978- 953- 7142-58-2
- [II] Vlček, M., Vlček, J., Němec, L. *Possibilities to Reduce Car Oversteer or Understeer and Solution of Steady State Handling*. Proceedings of 9th International Scientific Conference on Advanced Engineering, Computer Aided Design and Manufacturing. Vela Luka, Korčula, Croatia, 2011, s 79-80. ISBN 978-953-7142-58-2
- [III] Vlček, J. *Gearshift Optimisation*, Sborník příspěvků SVOČ 2012. Plzeň: ZČU-FST, 2012, s. 161-168. ISBN 978-80-261-0112-3
- [IV] Vlček, J., Vlček, M., Němec, L. *Vývoj vysokotlakých čerpadel typu Common Rail*, Sborník přednášek mezinárodní konference kateder dopravních, manipulačních, stavebních a zemědělských strojů. Brno, 2012, s. 37- 40. ISBN 978-80-261-0112-3
- [V] Vlček, J. *Racing gearbox gearshift optimisation*. Sborník příspěvků SVOČ 2013. Plzeň: ZČU-FST 2013. ISBN 978-80-261-0231-1.
- [VI] Vlček, J. *Racing Gearbox Gearshift Optimisation*. International Congress on Engineering and Technology 2013. Dubrovnik, Chorvatsko, 2013. ISBN 978-80-87670-08-8

## UŽITNÉ A PRŮMYSLOVÉ VZORY:

- [VII] ZČU v Plzni, Plzeň, *Výškově stavitelný podstavec pod osobní automobil*. Vynálezce: Němec, M. Vlček, J. Vlček B 60 S 9/04, B 66 D 3/02, E 04 G 25/08. Česká republika. Patentový spis, 21526. 6.12.2010
- [VIII] ZČU v Plzni, Plzeň, *Odnímatelná stupačka na francouzskou hůl*. Vynálezce: L. Němec, M. Vlček, J. Vlček A 61 H 3/00, A 61 H 3/02. Česká republika. Patentový spis, 21677. 31.1.2011
- [IX] ZČU v Plzni, Plzeň, *Mechanismus pro aretaci výklopných dvířek automobilové příhrádky*. Vynálezce: L. Němec, M. Vlček, J. Vlček E 05 F 3/22, E 05 F 5/08, B 60 J 5/00. Česká republika. Patentový spis, 22322. 6.6.2011
- [X] ZČU v Plzni, Plzeň, *Podstavec pod automobil*. Původce: L. Němec, M. Vlček, J. Vlček. Česká republika. Průmyslový vzor, Patentový spis, 35224. 14.12.2011
- [XI] ZČU v Plzni, Plzeň, *Konzolové ruční pákové zvedací zařízení s lanovým navijákem*. Původce: L. Němec, M. Vlček, J. Vlček. Česká republika. Užitný vzor, Patentový spis, 23765. 10.5.2012

**PŘÍLOHA č. 1 - Popis kinematických vazeb numerického modelu**

## Kinematické vazby použité v modelu

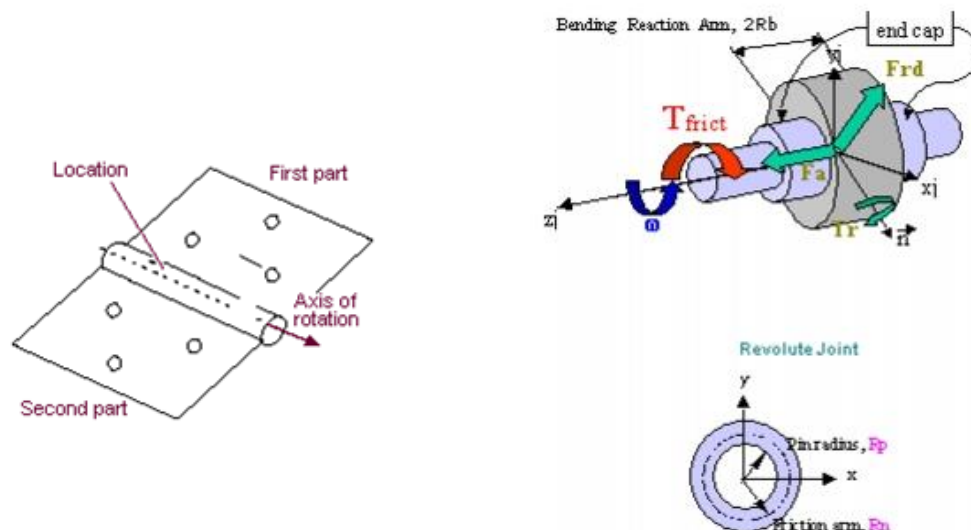
Seznam idealizovaných kinematických vazeb a odebrání příslušného počtu stupňů volnosti v programu ADAMS. Popis kinematických vazeb modelu zubových spojek slouží k informaci o tom, jak fungují kinematické dvojice v modulu ADAMS/View.

**DOF Removed by Idealized Joints**

		Rotational DOF Removed			
		0	1	2	3
Translational DOF Removed	0	(Part)			
	1			Planar	
	2			Cylindrical	Translational
	3	Spherical	Hooke/Universal Constant Velocity	Revolute	Fixed

**Obr. 71:** Základní idealizované kinematické vazby a počet stupňů volnosti, který je jimi odebírán v programu ADAMS, převzato z dokumentace [35]

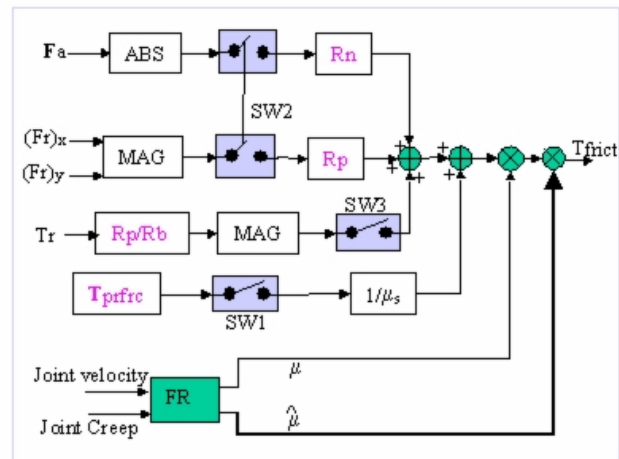
*Rotační vazba* – funkce umožňuje rotaci jedné součásti proti druhé kolem známé osy. Je možné zadat tření v této kinematické vazbě.



**Obr. 72:** Geometrie rotační vazby s uvažováním tření, převzato z dokumentace [35]

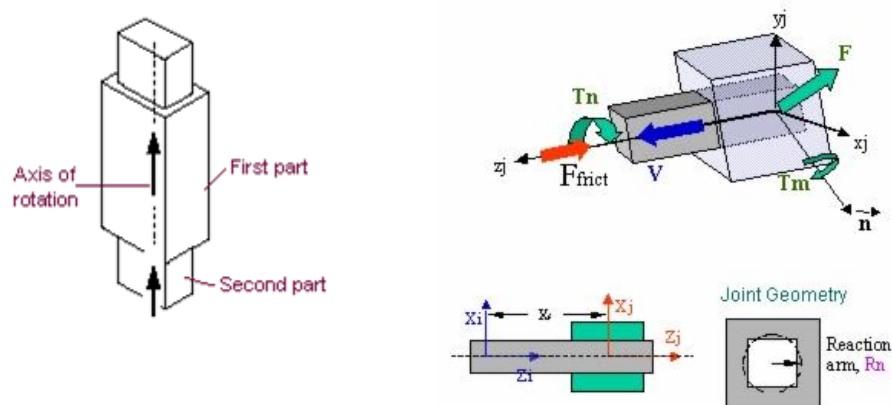


Reakce ve vazbě  $F_a$  a  $F_r$ , ohybový moment  $T_r$  a předepínací moment  $T_{prfrc}$  určují třecí moment v otočné vazbě. Reakční síly jsou přepočítány na ekvivalentní třecí momenty za použití třecího ramene  $R_n$  a poloměru čepu  $R_p$ . Ohybový moment kinematické vazby  $T_r$  je rozdělen za použití poloměru čepu  $R_p$  děleného reakčním ohybovým ramenem  $R_b$ . Třecí moment působí pak podél osy rotace.



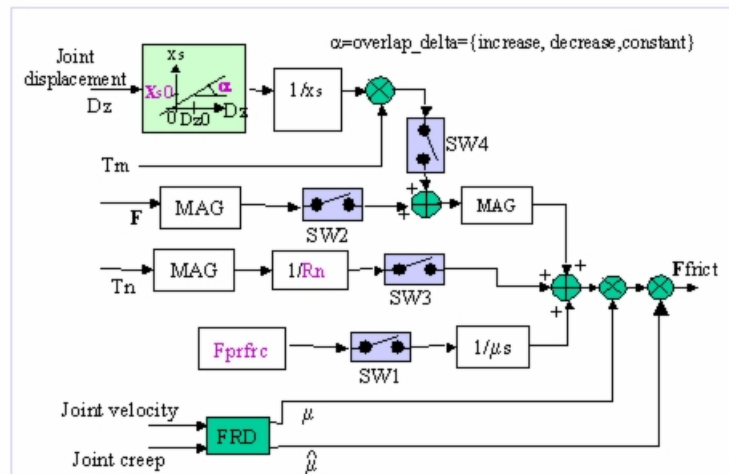
**Obr. 73:** Blokový diagram rotační vazby s uvažováním tření, převzato z dokumentace [35]

*Posuvná vazba* – tato funkce umožňuje posuvný pohyb jedné součásti proti druhé podél definujícího vektoru. Součásti je umožněn jen posuvný pohyb, nesmí rotovat.



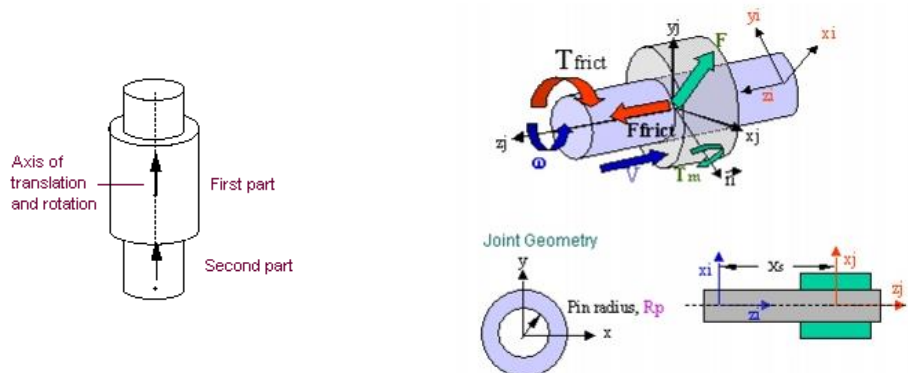
**Obr. 74:** Geometrie posuvné vazby s uvažováním tření, převzato z dokumentace [35]

Reakční síla ve vazbě  $F$ , ohybový moment  $T_m$ , zkrutný moment  $T_n$  a předepínací síla  $F_{prfrc}$  jsou používány k výpočtu třecí síly v posuvné vazbě. Ohybový moment  $T_m$  je přepočítán na ekvivalentní sílu za použití bloku  $X_s$ . Podobně je torzní moment přepočítán na ekvivalentní sílu za použití ramene tření  $R_n$ . Třecí síla působí podél osy směru posuvného pohybu.



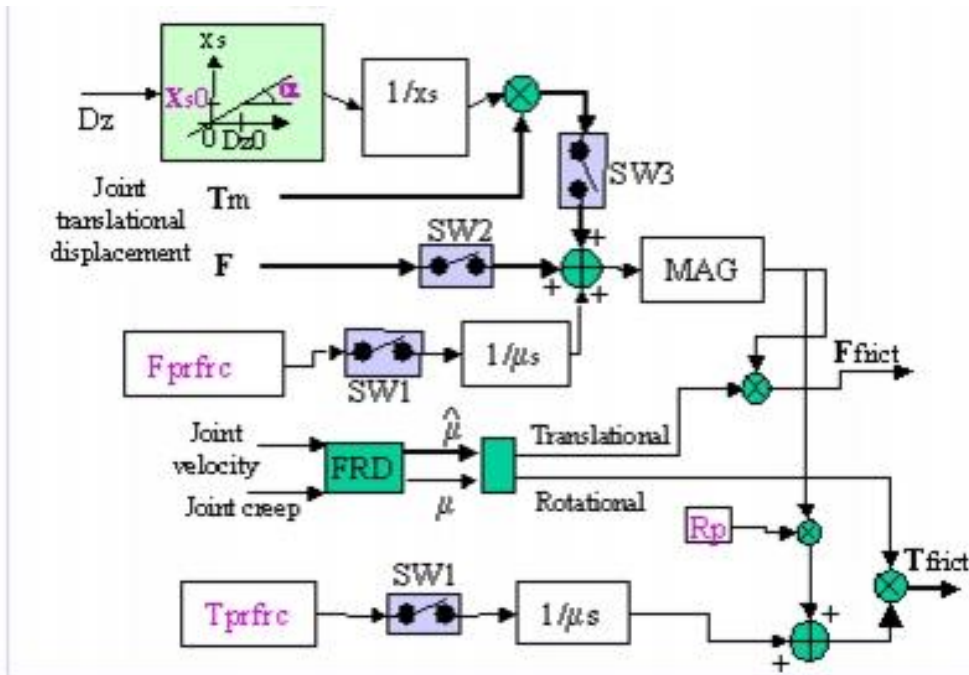
**Obr. 75:** Blokový diagram posuvné vazby s uvažováním tření, převzato z dokumentace [35]

*Válcová vazba* – funkce umožňuje jak relativní rotaci, tak i posuvný pohyb jednoho tělesa proti druhému. Orientace válcové vazby je definována směrem posuvu a osou rotace. Osa rotace válcové vazby je rovnoběžná se směrovým vektorem.



**Obr. 76:** Geometrie posuvné vazby s uvažováním tření, převzato z dokumentace [35]

Reakční síla ve vazbě  $F$  a ohybový moment  $T_m$  spolu s předepínací silou  $F_{prfrc}$  a předepínacím momentem  $T_{prfrc}$  určují celkovou třecí sílu a moment ve válcové vazbě. Třecí síla působí na plochu dvou těles, které jsou právě v kontaktu a může být rozdělena na třecí moment a třecí sílu, působící podél osy rotace a posuvu.

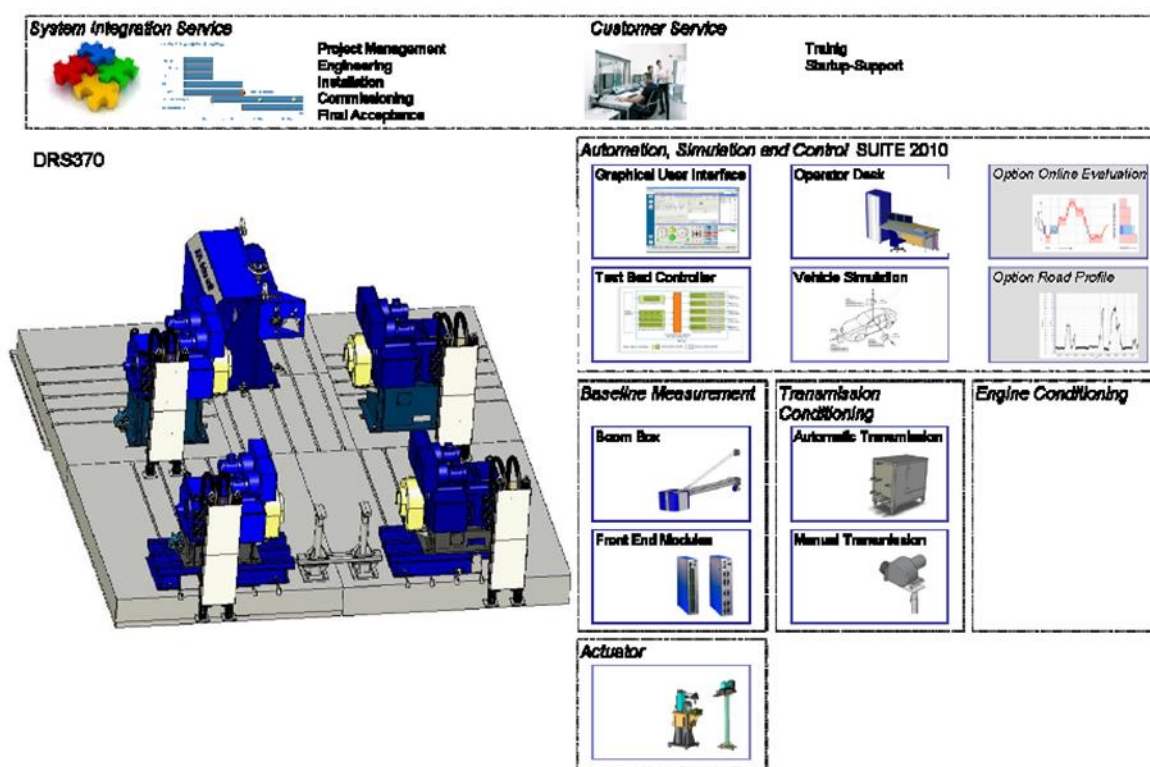


Obr. 77: Blokový diagram válcové vazby s uvažováním tření, převzato z dokumentace [35]

## **PŘÍLOHA č. 2 - Popis měřicí stolice**

## Popis měřicí stolice

Rostoucí komplexnost moderních hnacích ústrojí s množstvím integrovaných řídicích jednotek vytváří nutnost ověřovat funkci takto složitých systémů na speciálních testech nebo zkouškách s přesně definovanými podmínkami v běžném provozu. Celkové vnější vlastnosti hnacího ústrojí mohou být vykonány v laboratoři na měřicí stolici „Powertrain in the Loop“ (PiL) ještě před tím, než je dostupná finální verze spalovacího motoru a prototyp vozidla. Z toho plyne, že tato metoda měření šetří čas nutný k testování prototypu vozidla a s ním související náklady prototypu na polygonu nebo testovací trati. Tato kapitola popisuje strukturu měřicí stolice AVL, základní parametry jednotlivých částí a stručné představení jízdnicích manévrů, které mohou být na této stolici prováděny. Tato stolice byla využita k měření, provedeným na voze S2000.



**Obr. 78:** Základní stavební prvky měřicího standu AVL, [36]

Měření na virtuální testovací dráze využívající PiL princip umožňují reprodukovatelné výsledky za konstantních okolních podmínek. Hlavním prvkem této metody jsou na jedné straně PrimeMover, který nahrazuje spalovací motor a na druhé straně dynamometr s nízkým momentem setrvačnosti, který nahrazuje kolo, prokluz kola a dynamiku celého vozidla. PrimeMover simuluje přechodové chování motoru a reaguje na povely z řídicí jednotky. Pulzace, vznikající zapálením směsi nejsou simulovány. Kolové dynamometry s momentem setrvačnosti kol zajišťují zatížení, momentové oscilace a efekt tlumení srovnatelný se skutečnými jízdnicími testy. Zařízení firmy AVL umožňuje množství konfigurací hnacího ústrojí (přední pohon, zadní pohon, pohon všech kol).

## Popis systémů - test hnacího ústrojí

Zkrácení vývojového cyklu vozidla je možné dosáhnout jen díky testování na stolici ještě před existencí prvního prototypu. Proto je nezbytné testovat dostupné komponenty co nejrychleji je to možné s pomocí simulace chybějících komponent. Jízdní zkoušky umožňují funkční a integrační testy předepsaných jízdních zkoušek. Hlavním cílem PiL testovací stolice je posouzení dynamických vlastností vozidla a vývoj vozidel hybridních. Testovací stolice je uzpůsobena k testování interakce převodových a hybridních řídicích jednotek (TCU a HCU). Výhodou je možnost provádění testů ještě před tím, než je ukončen vývoj spalovacího motoru. Testovací stolice umožňuje následující varianty převodových ústrojí:

- Manuální převodovka
- Automatická převodovka
- CVT převodovka
- Automatizovaná převodovka
- Dvouspojková převodovka

Pro použití u všech možných koncepcí pohonu.

Následující vývojové cíle mohou být testovány:

- Vyhodnocení a optimalizace z pohledu řidiče
- Optimalizace a vyhodnocení řazení
- Kalibrace řídicích jednotek (ECU, HCU)
- Vyhodnocení řídicí strategie u hybridů
- Vyhodnocení předepsané životnosti a optimalizace různých komponent

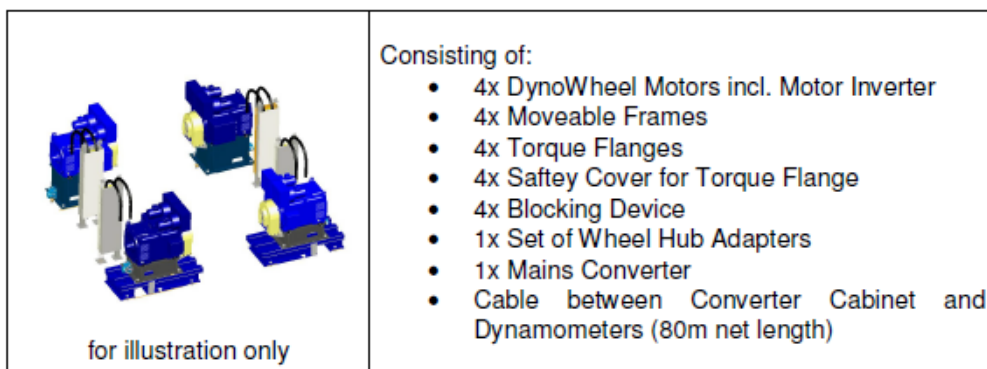
Integrační testy a optimalizace hnacího ústrojí vyžadují kontrolu nad jízdními manévry. Ty jsou v dynamice vozidla zohledňovány prostřednictvím simulace trakční síly mezi kolem a vozovkou. K tomu slouží kolové dynamometry, které jsou přímo napojené k nábojům. Nahrazení spalovacího motoru prostřednictvím zařízení PrimeMover umožňuje dosáhnout zatížení hnacího ústrojí srovnatelného s motorem. Výhodou celého PiL systému je před - optimalizace v průběhu simulace a jeho validace pomocí jízdních testů.

## Přehled prvků systému

Následující odstavec popisuje moduly celého systému, který se skládá z následujících prvků:

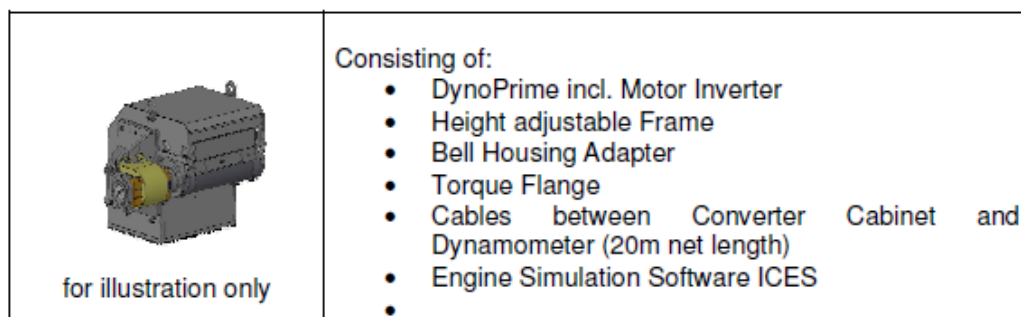
- Systém dynamometrů
- Univerzální lože
- Jednotka uložení testovacího zařízení
- Automatizace, řízení a simulační zařízení
- Aktuátory
- Systém temperování převodovky

*Systém dynamometrů AVL Load System - AVL DynoWheel* patří do rodiny vysoce dynamických strojů na bázi permanentního magnetu se speciální moment - otáčkovou charakteristikou, vyvinutou pro kolové dynamometry, využívané při testování hnacího ústrojí s uvažováním simulace prokluzu kola. Konstrukce stejnosměrných elektromotorů s nízkým momentem setrvačnosti je zaměřena na širokou paletu testovacích úkolů z oblasti vozidlové dynamiky a vibrací. Motor je optimalizován, aby jeho moment setrvačnosti odpovídal momentu setrvačnosti skutečného kola.



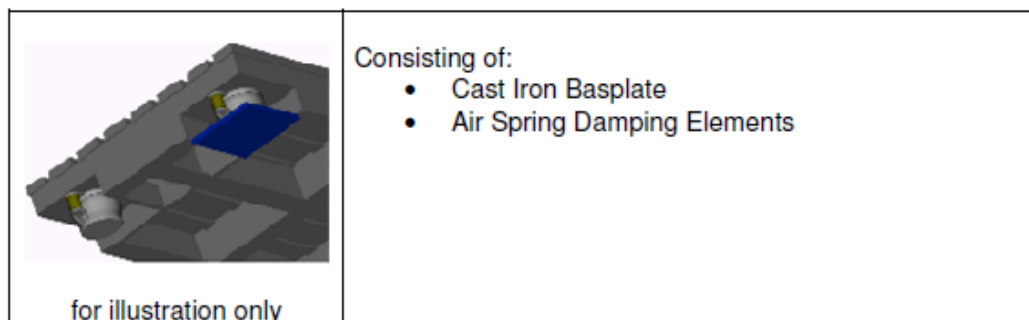
**Obr. 79:** Základní popis kolových dynamometrů, [36]

*AVL Dyno Prime* - konstrukce stejnosměrných elektromotorů je zaměřena na nízký moment setrvačnosti, který je podobný momentu setrvačnosti motoru. To umožní přímé spojení se vstupem do převodovky.



**Obr. 80:** Základní popis DynoPrime modulu, [36]

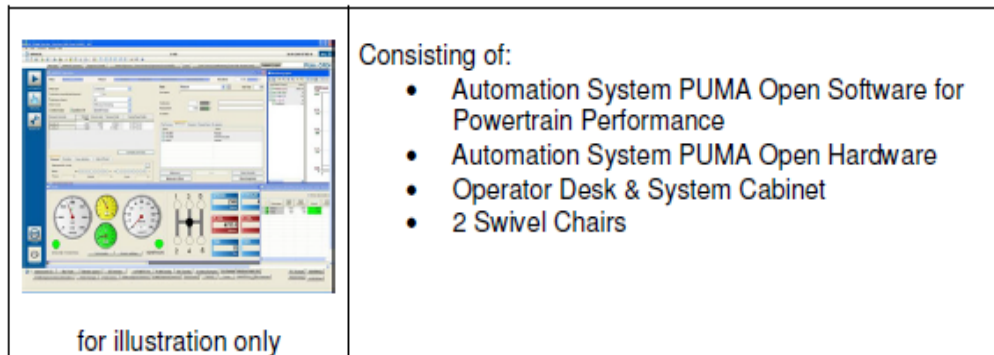
*Lože* - izolované, prostřednictvím vzduchových polštářů, kompenzují výchylinky vzniklé zatížením systému



**Obr. 81:** Lože jsou spojeny se zemí prostřednictvím vzduchových pružících jednotek, [36]

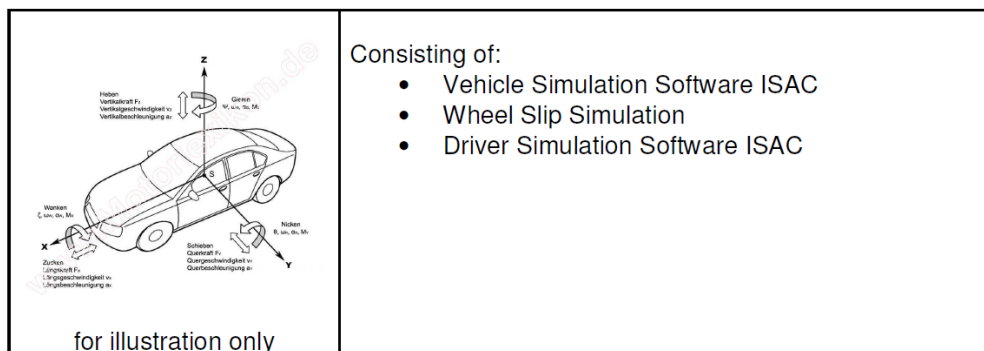
## Automatizační moduly - ovládání a automatizace

*PUMA Open* - jádro systému AVL EMCON, které je navrženo jako ovládací a zatěžovací modul, zajišťuje kontrolu rychlosti, točivého momentu a pozice pedálu v ustáleném nebo přechodovém stavu. Umožňuje i monitoring motoru, transmisí a nastavení ochranných prvků.



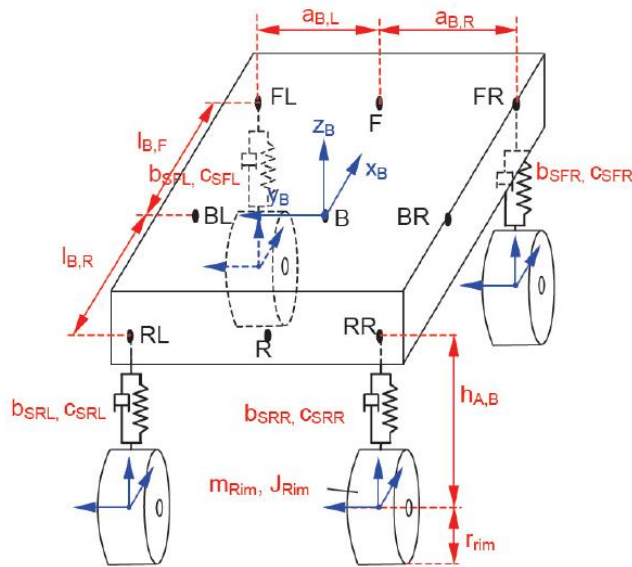
**Obr. 82:** Uživatelské rozhraní ovládacího modulu, [36]

*AVL ISAC Wheel Slip* - simulační prostředí umožňuje testování hnacích ústrojí ve virtuálním prostředí. Multibody simulace umožňuje realistické zatěžovací, rychlostní rozdělení a zatížení diferenciálů. Jádrem simulace je výpočet trakční síly v pneumatice, kontaktní zóna pro proměnné charakteristiky pneumatiky.



**Obr. 83:** Uživatelské rozhraní ovládacího modulu, [36]





**Obr. 84:** Dynamický model vozidla, používaný v MBS simulaci, [36]

*Testovací rozhraní* - moderní vozidla integrují různé řídicí jednotky s množstvím senzorů. Tyto vozidlové senzory obvykle nejsou přítomné na stoličce. Proto má systém nastavenou výměnu pomocí CAN protokolu.

for illustration only

Consisting of:


- CAN Interfaceboard (4-Lines)
- CAN Real-Time Driver
- CAN Connector for Diagnostics
- ASAM MCD-3MC Interface

**Obr. 85:** Základní prvky testovacího rozhraní, [36]

*Aktuátory* - řídicí robot je tvořen aktuátorem, který je pohyblivý ve 3 osách. Převodovka je přímo ovládaná řídicí pákou. Tento robot umožňuje ovládání manuálních i automatických převodovek a také spojek.


Gearshift Robot GSA9000	
Shifting Travel	260mm
Shifting Force	300N
Shifting Speed	1000mm/s
Ambient temperature conditions	0 ... 40°C
Force measurement	included
Travel measurement	included
Tip-Tronic	via Actuator

**Obr. 86:** Řídicí robot, aktuátoru, ovládající řídicí páku a jeho parametry, [36]

Clutch Actuator KA9121		
	Shifting Travel	160mm
	Shifting Force push	500N
	Shifting Force pull	1250N
	Shifting Speed	600mm/s
	Positional repetitive accuracy	< 0,05mm
	Ambient temperature conditions	0 ... 70°C
	Force Measurement	included

Obr. 87: Aktuátor ovládající spojku a jeho parametry, [36]

*Systém temperace převodovky*- k udržování stálé teploty převodového oleje je používán elektronicky řízený systém, který je propojený s AVL PUMA.

 for illustration only	<p>Consisting of:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>Lubricant Conditioning System</li> </ul>
--	---

The Lubricant Conditioning System **AVL ConsysLube S400** is responsible for maintaining the temperature and pressure (option) of the engine's lubricating oil at a preselected value. The control is done by the **AVL PUMA Open** automation system.

Lubricant Conditioning System 400		
Nominal Cooling Capacity:	50kW, Engine up to 400kW	
Electric Heating Capacity:	Not available	
Coolant Media Operating Range:	Temperature:	20 ... 135°C
	Flow rate	3.6 m <sup>3</sup> /h
Controller Information:	Controlled Temperature Range	70 .. 120°C
	Control Accuracy Steady State:	Engine inlet ±1 °C
	Controller	PUMAOpen PID
Nominal cooling Information:	Oil Content	1.5l
Sensor	Temperature	PT100
	Flow rate	None
Feature List		
	Pressure Limitation	Not available
	Pressure Control	Not available

Obr. 88: Temperace mazacího oleje, [36]

## Popis jízdnicích manévru, využívajících PiL simulace

Při vývoji hnacího ústrojí a řídicích systémů vozidel čelí automobiloví výrobci a dodavatelé nárokům na snížení vývojového času, emisí a spotřeby paliva. Propojení elektronických systémů vede k úzkému propojení jak motoru s převodovkou, tak i hnacího ústrojí s vozidlem. Více času na testovací stoličce umožní úsporu času vývoje. Náhrada motoru

pomocí vysoce dynamického hnacího dynamometru (Prime Mover) dovoluje paralelní vývoj motoru a transmisí. Díky kombinaci prověřených systémových modulů, které je možné nasadit v průběhu celého vývojového procesu. Díky AVL PiL řešení je možné testovat ve skutečných podmínkách bez nutnosti existence prototypu. To umožňuje úsporu nákladů a času. Klíčovým prvkem jsou dynamometry s momenty setrvačnosti kol, prokluz kol a dynamický model vozidla. Dynamometry zajišťují špičkové zatížení, momentové oscilace a tlumení, srovnatelné s testy ve skutečném provozu.

Testovací stolice umožňuje různé konfigurace měření, která zahrnují:

Dynamické zkoušky:

- Změna zatížení
- Test maximální akcelerace
- Částečná akcelerace
- Rozjezd na různých druzích silnice
- Rozjezd s prokluzem kol
- Zrychlování v oblouku
- Vyhýbací manévr
- Slalom
- Řazení při různých podmínkách
- Decelerace- rekuperace

Vyhodnocení výkonnosti vozidla:

- Změna zatížení
- Zatížení plné akcelerace
- Decelerace
- Vysokorychlostní testy a plné zatížení
- Zatačení
- Řazení při různých podmínkách
- Rozjezd vozidla

Ověření plánované životnosti:

- Stacionární únavové testy
- Únavové testy přechodových stavů
- Dynamické únavové testy (simulace vozidla a řidiče)
- Reaplikační testy- rychlostní a momentový profil z reálného testu
- Testy plného zatížení a vysokorychlostní testy

### **PŘÍLOHA č. 3 - Nastavení parametrů kontaktu**

## Nastavení parametrů kontaktu

Funkce Kontakt mezi dvěma tuhými tělesy v programu ADAMS obecně vyžaduje, aby nedocházelo ke vzájemnému průniku obou těles. Vzájemný průnik těles v kontaktu lze vyjádřit jako druh okrajové podmínky. Kontaktní síla je potom funkcí takovéto okrajové podmínky. V této kapitole je stručně uveden popis nastavení jednotlivých parametrů při definování kontaktu dvou těles v programu ADAMS. Na Obr. 43 je uveden příklad nastavení konkrétního kontaktu tak, jak tomu bylo prováděno v modelu, využívaném v této práci.

*Coulomb Friction* - modeluje efekt tření mezi kontaktními plochami. Pomocí Coulombova modelu tření jsou vypočítávány třecí síly, které jsou způsobeny dynamickým třením, ale není uvažován efekt statického tření.

*Damping* - popisuje tlumicí vlastnosti materiálů v kontaktu. Je jedním z parametrů Impact modelu při výpočtu normálové síly. Obvykle se používá 1% hodnoty koeficientu tuhosti.

*Penetration Depth* - popisuje dovolený průnik těles v kontaktu, slouží k popisu vlastností kontaktu pro řešič Adams/Solver. Hodnota se pohybuje v intervalu 0 -  $D_{max}$ , kdy je hodnota tlumení maximální.

Obvyklá hodnota parametru: Damping > 0

*Stiffness* - tuhost materiálu, použitá ve výpočtu normálové síly Impact modelu. Vyšší tuhost materiálů, které jsou v kontaktu, způsobuje pomalejší integraci.

*Force Exponent* - používá se při specifikaci Impact modelu pro výpočet normálové síly. Adams/Solver modeluje normálovou sílu jako nelineární pružinu s tlumičem.

Obvyklá hodnota exponentu je:  $\geq 1,5$

*Friction transition velocity* - přechodová rychlost, používaná v Coulombově modelu k výpočtu třecích sil v kontaktních oblastech. Adams/Solver plynule snižuje koeficient tření z hodnoty  $\mu_{stat}$  na hodnotu  $\mu_{dyn}$ .

*Friction function user* - umožňuje uživatelské nastavení kontaktu pomocí cca 30 parametrů, v mé simulaci není tento druh nastavení používán.

*Impact* - specifikuje, jaká Impact metoda je používána k výpočtu normálové síly kontaktu.

*Static Coefficient* - specifikuje statický koeficient tření v kontaktním místě v okamžiku, kdy je rychlost nižší než přechodová. Příslušné hodnoty jsou uvedeny obvykle v tabulkách. Příliš vysoké hodnoty  $\mu_{stat}$  mohou způsobit problémy při integrování.

*Dynamic Coefficient* - specifikuje dynamický koeficient tření v kontaktním místě v okamžiku, kdy je rychlost vyšší než přechodová. Příslušné hodnoty jsou uvedeny obvykle v tabulkách. Příliš vysoké hodnoty  $\mu_{dyn}$  mohou způsobit problémy při integrování.

*Penalty* - používá se pokud je k výpočtu normálových sil využít Poissonův model a charakterizuje lokální vlastnosti (např. tuhost) kontaktu mezi dvěma tělesy.

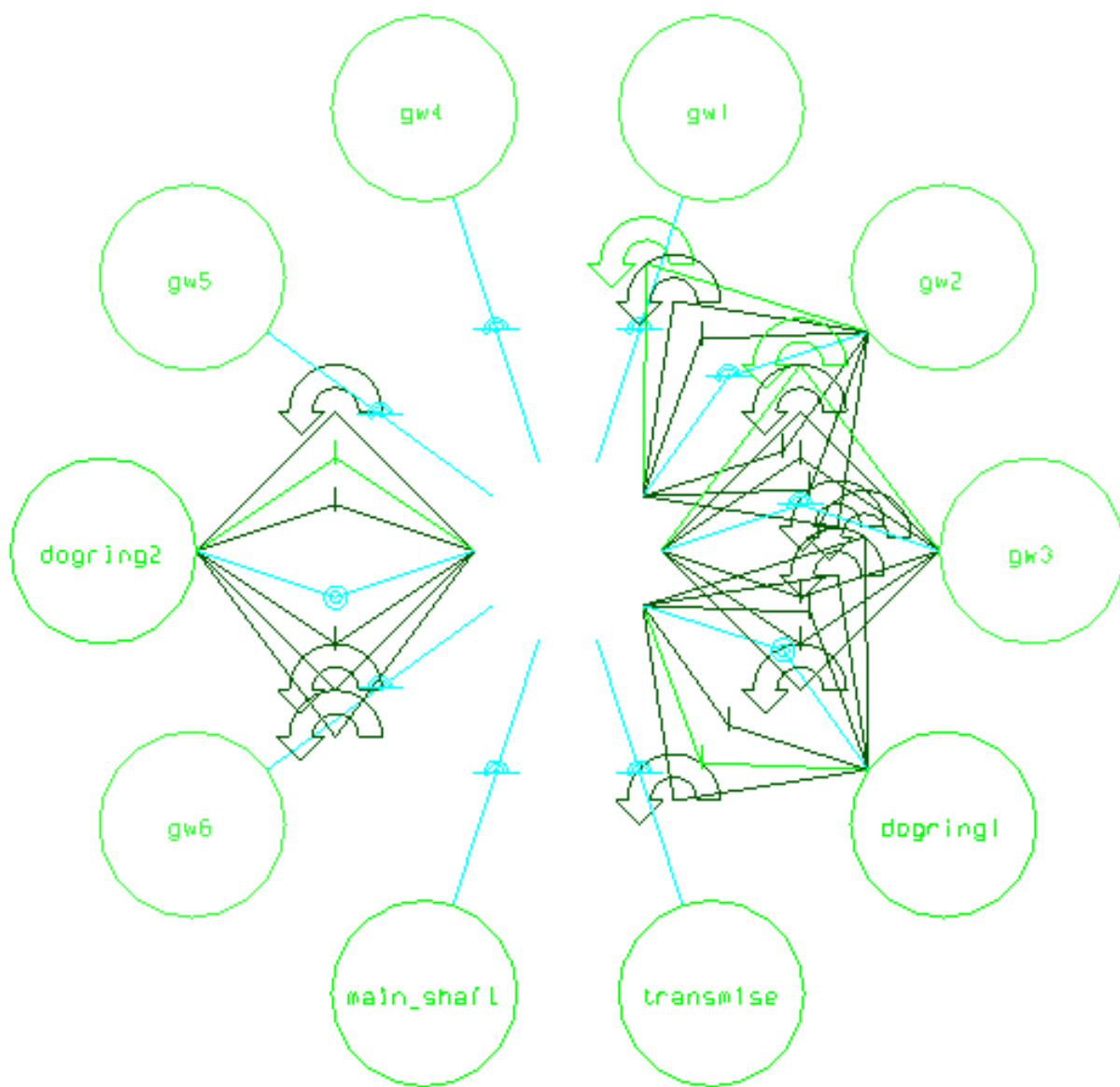
*Poisson* - tato volba znamená využití Poissonova modelu

*Restitution coefficient* - koeficient restituce slouží k modelování ztráty energie kontaktu. Hodnota 0 reprezentuje ideálně plastický kontakt mezi dvěma tělesy v kontaktu. Naopak hodnota 1 odpovídá ideálně elastickému kontaktu. Koeficient restituce je funkcí dvou materiálů, které jsou v kontaktu.

Dry steel	Dry steel	0.70	0.57	0.80
Greasy steel	Dry steel	0.23	0.16	0.90
Greasy steel	Greasy steel	0.23	0.16	0.90
Dry aluminium	Dry steel	0.70	0.50	0.85
Dry aluminium	Greasy steel	0.23	0.16	0.85
Dry aluminium	Dry aluminium	0.70	0.50	0.85
Greasy aluminium	Dry steel	0.30	0.20	0.85
Greasy aluminium	Greasy steel	0.23	0.16	0.85
Greasy aluminium	Dry aluminium	0.30	0.20	0.85
Greasy aluminium	Greasy aluminium	0.30	0.20	0.85
Acrylic	Dry steel	0.20	0.15	0.70
Acrylic	Greasy steel	0.20	0.15	0.70
Acrylic	Dry aluminium	0.20	0.15	0.70
Acrylic	Greasy aluminium	0.20	0.15	0.70
Acrylic	Acrylic	0.20	0.15	0.70
Nylon	Dry steel	0.10	0.06	0.70
Nylon	Greasy steel	0.10	0.06	0.70
Nylon	Dry aluminium	0.10	0.06	0.70
Nylon	Greasy aluminium	0.10	0.06	0.70
Nylon	Acrylic	0.10	0.06	0.65
Nylon	Nylon	0.10	0.06	0.70
Dry rubber	Dry Steel	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Greasy steel	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Dry aluminium	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Greasy aluminium	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Acrylic	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Nylon	0.80	0.76	0.95
Dry rubber	Dry rubber	0.80	0.76	0.95
Greasy rubber	Dry steel	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Greasy steel	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Dry aluminium	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Greasy aluminium	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Acrylic	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Nylon	0.63	0.56	0.95
Greasy rubber	Dry rubber	0.63	0.56	0.95

**PŘÍLOHA č. 4 – Kinematické vazby numerického modelu**

Po importu CAD modelu je nutné projit jednotlivé díly vzájemně mezi sebou. Program ADAMS umožňuje široké nastavení jednotlivých vazeb. V této kapitole jsou uvedeny aplikace přednastavených vazeb na můj model.





gw1Xg (Revolute Joint) Connects  
gw1 (Part)  
ground (Part)

gw2Xg (Revolute Joint) Connects  
gw2 (Part)  
ground (Part)

gw3Xg (Revolute Joint) Connects  
gw3 (Part)  
ground (Part)

gw4Xg (Revolute Joint) Connects  
gw4 (Part)  
ground (Part)

gw5Xg (Revolute Joint) Connects  
gw5 (Part)  
ground (Part)

gw6Xg (Revolute Joint) Connects  
gw6 (Part)  
ground (Part)

gXdr1 (Cylindrical Joint) Connects  
ground (Part)  
dogring1 (Part)

gXdr2 (Cylindrical Joint) Connects  
ground (Part)  
dogring2 (Part)

gXms (Revolute Joint) Connects  
ground (Part)  
main\_shaft (Part)

gXzavazi (Revolute Joint) Connects  
ground (Part)  
transmise (Part)

dr1Xg2 (Contact) Connects  
gw2 (Part)  
dogring1 (Part)

dr1Xs1 (Contact) Connects  
main\_shaft (Part)  
dogring1 (Part)

dr2Xg3 (Contact) Connects  
gw3 (Part)  
dogring2 (Part)

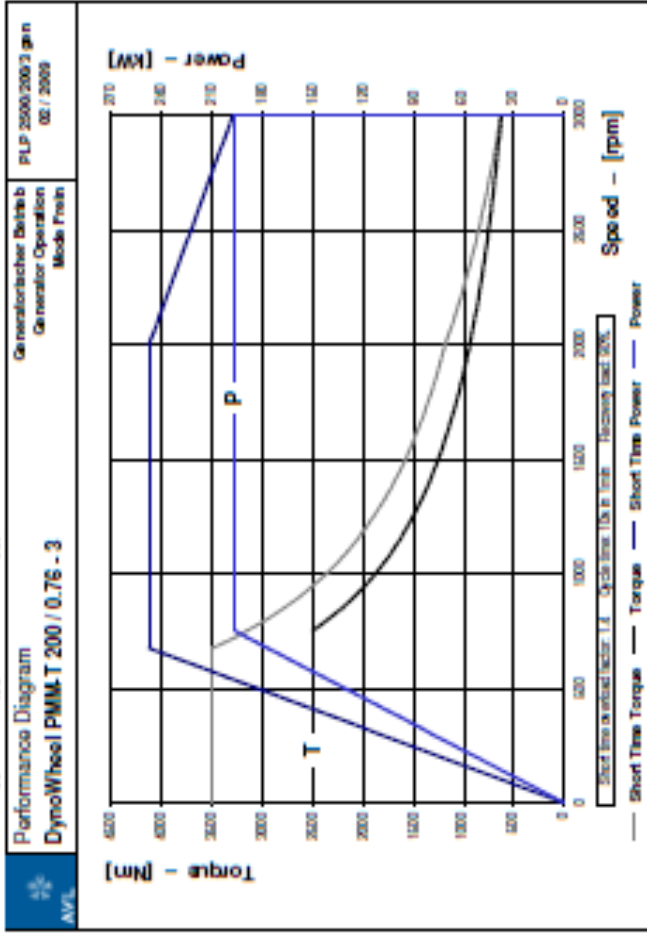
dr2Xs2 (Contact) Connects  
main\_shaft (Part)  
dogring2 (Part)

---

**PŘÍLOHA č. 5 – Výkonová charakteristika dynamometru**

# DynoWheel 200kW

## Power diagram (generating)



	Generating	Motoring
Nominal torque	2500Nm	2250Nm
Nominal power	200kW	180kW
Base speed	764rpm	764rpm
Maximum speed	3000rpm	3000rpm
Overload capability	40% 60s in 10min	
Recovery load	90% of nominal Torque	

Inertia: Motor incl. Clamping element

Temperature Monitoring

Cooling Media

Speed Encoder

Colour

1.0kgm<sup>2</sup>

Bearing and Winding

Air

2048 pulses/revolution

RAL 5002 ultramarine blue